



Universidad
Carlos III de Madrid

PROYECTO FIN DE GRADO

**ANÁLISIS DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN
HÚMEDOS, SECOS E HÍBRIDOS EN CENTRALES
TERMOSOLARES DE TORRE**

GRADO EN INGENIERÍA EN TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES

AUTOR: RUBÉN DE ARRIBA APARICIO

TUTOR: DOMINGO JOSÉ SANTANA SANTANA

Leganés, septiembre de 2014





Título: ANÁLISIS DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN HÚMEDOS, SECOS E HÍBRIDOS EN CENTRALES TERMOSOLARES DE TORRE

Autor: Rubén De Arriba Aparicio

Director: Domingo José Santana Santana

EL TRIBUNAL

Presidente: Alejandro Várez Álvarez

Vocal: Wilfried Coenen

Secretario: Álvaro Barba Nieto

Realizado el acto de defensa y lectura del Trabajo Fin de Grado el día 30 de septiembre de 2014 en Leganés, en la Escuela Politécnica Superior de la Universidad Carlos III de Madrid, acuerda otorgarle la CALIFICACIÓN de:

PRESIDENTE

VOCAL

SECRETARIO





RESUMEN

El objetivo principal de este proyecto es comparar el funcionamiento de tres sistemas de refrigeración (húmedo, seco e híbrido) en una central termosolar, para así poder determinar el sistema más recomendable.

Además de comparar los tres sistemas entre sí, se ha estudiado el funcionamiento de cada uno de ellos en tres países con condiciones ambientales diferentes. De este modo, se podrá ver cómo afectan a cada uno de estos sistemas las condiciones ambientales en las que se sitúa la central.

Para llegar al objetivo marcado, se han seguido una serie de fases que se detallan a continuación:

FASE 1: BÚSQUEDA DE INFORMACIÓN

En esta primera fase, se recopiló información que pudiera ser relevante para la ejecución del proyecto. Se recurrió a fuentes tales como apuntes de asignaturas cursadas durante la carrera, libros y artículos recomendados por el director del proyecto y páginas web donde pueden encontrarse catálogos de productos, información sobre el sector energético, etc.

El trabajo realizado durante esta primera fase, se refleja en los capítulos 1 y 2 de dicha memoria. En estos capítulos se pretende dar al lector un enfoque general de los sistemas de generación de electricidad y de los tipos de equipos de refrigeración que existen.

De este modo, en el capítulo 1 se recopila información acerca del estado en el que se encuentra el sector energético, además de dar un breve repaso a los distintos sistemas de producción de electricidad, haciendo especial hincapié en la tecnología termosolar.

Tras esta primera introducción a la generación de electricidad, se introduce toda la teoría correspondiente a los sistemas de refrigeración que se van a estudiar. Así, además de conocer los tipos de torres de refrigeración que existen, se detallarán sus componentes y las ventajas e inconvenientes que supone emplear un sistema u otro.

FASE 2: DISEÑO Y SIMULACIÓN

En esta segunda fase, se realizarán los cálculos necesarios que determinen el funcionamiento de las torres de enfriamiento y del ciclo de potencia. Para ello, se recurrió a libros especializados en el cálculo de torres de enfriamiento y transferencia de calor, además de a apuntes y consultorías con el tutor del proyecto.

Los capítulos 3 y 4 de la memoria recogen el trabajo realizado en esta fase.

En el capítulo 3 se puede encontrar la localización exacta en donde se ha planteado estudiar el funcionamiento de la central y las condiciones iniciales necesarias que afectan al ciclo.



Además, se desarrolla el procedimiento seguido en el software *Cyclepad* utilizado para simular el ciclo de potencia. A pesar de que no se hace un diseño exhaustivo del ciclo, esta simulación es suficiente para entender cómo afecta la elección de un sistema de refrigeración u otro al ciclo.

Por su parte, en el capítulo 4 se desarrollan los cálculos que determinan el modo de operación de los distintos sistemas de refrigeración. Estos cálculos se ordenan del mismo modo en el que se han introducido las ecuaciones en las hojas de *Mathcad* creadas.

FASE 3: ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS OBTENIDOS

Tras realizar los cálculos en la fase anterior, se recogen en los capítulos 5, 6 y 7 los resultados obtenidos correspondientes a aspectos de potencia del ciclo, impacto medioambiental y aspectos financieros respectivamente.

En cada uno de estos capítulos se comentarán los resultados de modo que se pueda determinar el sistema de refrigeración más conveniente dependiendo del aspecto tratado en cada capítulo.

Además, especialmente en aspectos medioambientales, se analizará si los resultados obtenidos están dentro de los requisitos exigidos por las normativas vigentes.

FASE 4: CONCLUSIONES FINALES

Por último, en el capítulo 8 de la memoria se recogen las conclusiones finales a las que se ha llegado tras la realización del proyecto.

En este capítulo se alcanza el objetivo marcado inicialmente de determinar el sistema de refrigeración más conveniente para la central en cada una de las localizaciones estudiadas.

Además se realiza una crítica a los resultados obtenidos en el proyecto. Para ello se discute la validez de las hipótesis asumidas durante la fase de cálculo y se comparan los resultados y conclusiones logradas con resultados y conclusiones de proyectos similares.

Para finalizar el trabajo, se recogen en un último apartado futuras líneas de mejora y/o ampliación del proyecto aquí realizado.



ÍNDICE DEL PROYECTO

	<u>Página</u>
CAPÍTULO 1: INTRODUCCIÓN	16
1.1 Estado energético actual y motivación del proyecto	16
1.2 Sistemas de producción de electricidad	17
1.2.1 Ciclo Brayton	18
1.2.2 Ciclo Rankine	19
1.2.3 Ciclo combinado	22
1.2.4 Otros	23
1.3 Tecnología solar termodinámica	24
1.3.1 Centrales de concentración lineal	24
1.3.2 Centrales de torre	25
1.3.3 Disco parabólico o disco Stirling	26
1.3.4 Cifras y situación actual de la tecnología termosolar	27
CAPÍTULO 2: INTRODUCCIÓN A LOS SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN	30
2.1 Refrigeración con agua o aire	30
2.1.1 Ventajas de la refrigeración con agua	30
2.1.2 Inconvenientes de la refrigeración con agua	31
2.2 Torres de refrigeración húmeda	33
2.2.1 Tipos de torres	33
2.2.1.1 Tiro natural	33
2.2.1.2 Tiro mecánico	34
2.2.1.2.1 Movimiento forzado	34
2.2.1.2.2 Movimiento inducido	35
2.2.1.2.3 Clasificación según la dirección de los fluidos	36
2.2.2 Componentes y materiales	37
2.2.2.1 Estructura y soportes	38
2.2.2.2 Distribuidores de agua	39
2.2.2.3 Relleno o Empaquetamiento. Tipos de relleno	39
2.2.2.4 Eliminador de gotas	41
2.2.3 Consumo de agua	42
2.3 Torres de refrigeración seca	43
2.3.1 Introducción	44
2.3.2 Tipos de torres	45
2.3.1.1 Sistemas AFC	45
2.3.1.2 Sistemas ACC	45
2.3.3 Componentes y materiales	46
2.4 Torres de refrigeración híbrida	47
2.4.1 Ventajas e inconvenientes	48
2.4.2 Tipos de torres	50
2.4.3 Componentes y materiales	51



2.5 Refrigeración con agua de mar	51
2.5.1 Circuito refrigeración	52
2.5.2 Propiedades agua de mar	53
2.5.3 Efectos del agua de mar	54
3.2.3.1 Transferencia de calor	54
3.2.3.2 Materiales	54
2.5.4 Temperatura agua de mar	55
CAPÍTULO 3: DISEÑO Y SIMULACIÓN DEL CICLO DE POTENCIA	58
3.1 Componentes de la central	58
3.1.1 Campo de heliostatos	58
3.1.2 Torre	60
3.1.3 Tanques de almacenamiento	60
3.1.4 Turbinas	61
3.1.5 Feedheaters y desaireador	62
3.1.6 Condensador	63
3.1.7 Equipo de bombeo y otros elementos	65
3.2 Localizaciones de la central	65
3.2.1 Australia	65
3.2.2 Chile	67
3.2.3 Sudáfrica	68
3.3 Condiciones ambientales	68
3.4 Horas de funcionamiento	71
3.4 Simulación del ciclo mediante <i>Cyclepad</i>	73
CAPÍTULO 4: DISEÑO Y SIMULACIÓN DE LAS TORRES DE REFRIG. EN MATHCAD	76
4.1 Torre húmeda	76
4.1.1 Introducción	76
4.1.2 Datos iniciales	76
4.1.3 Geometría de la torre	79
4.1.4 Cálculo de la temperatura de saturación del ciclo	79
4.1.5 Cálculo de temperaturas del agua en la torre	81
4.1.6 Cálculo de gastos máscicos de agua y aire. Número de torres	84
4.1.7 Intercambio de calor en empaquetamiento	85
4.1.7.1 Principios de transferencia de calor	85
4.1.7.2 Método ϵ -NTU	88
4.1.8 Cálculo T^a del aire a la salida	90
4.1.9 Cálculo de la curva resistente del aire	91
4.1.10 Selección del ventilador. Curva ventilador	93
4.2 Torre híbrida	95
4.2.1 Introducción	95
4.2.2 Datos iniciales	96
4.2.3 Geometría de la torre	96
4.2.4 Condiciones a la entrada de la torre.	97
4.2.5 Estimaciones iniciales	97
4.2.6 Selección del número de torres	98
4.2.7 Gastos máscicos de aire y agua	99
4.2.8 Pérdida de carga en la zona seca	100
4.2.9 Pérdida de carga en la zona húmeda	101



4.2.10 Cálculo de las propiedades del aire en el punto de mezcla	101
4.2.11 Selección del ventilador. Curva ventilador	103
4.2.12 Comprobación estimaciones iniciales	104
4.3 Torre seca/ Aerocondensador	107
4.3.1 Introducción	107
4.3.2 Datos iniciales	107
4.3.3 Geometría de la torre	108
4.3.4 Cálculo de la temperatura de condensación	109
4.3.5 Estimaciones iniciales	110
4.3.6 Cálculo de pérdidas de carga en el aero	111
4.3.7 Selección del ventilador. Curva ventilador	112
4.3.8 Comprobación estimaciones iniciales	113
4.3.8.1 Cálculo del calor intercambiado	114
4.3.8.2 Cálculo de la potencia disipada en el aerocondensador	116
CAPÍTULO 5: ANÁLISIS DE RESULTADOS OBTENIDOS	118
5.1 Análisis de la temperatura de condensación	118
5.2 Potencia generada en el ciclo	120
5.3 Consumo de potencia en equipos auxiliares	122
5.4 Potencia neta de la central	124
CAPÍTULO 6: IMPACTO MEDIOAMBIENTAL	128
6.1 Efecto en la temperatura ambiente	128
6.2 Masa de agua evaporada	130
6.3 Problema del penacho	132
6.4 Ruido del ventilador. Efectos y normativa	134
6.5 Vertido de agua de refrigeración: Efectos y normativa	136
6.6 Incremento de la temperatura del agua de mar	138
6.7 Legionela	140
6.8 Estudio del ahorro de emisiones	143
CAPÍTULO 7: ANÁLISIS ECONÓMICO	146
7.1 Introducción	146
7.2 Clases de costes	147
7.3 Presupuesto de los sistemas de refrigeración	149
7.4 Presupuesto de la central	151
CAPÍTULO 8: CONCLUSIONES	154
8.1 Recomendaciones finales	154
8.1.1 Australia	154
8.1.2 Chile	156
8.1.3 Sudáfrica	157
8.2 Discusión de los resultados	159
8.3 Presupuesto del proyecto	160
8.4 Líneas futuras de estudio	161
BIBLIOGRAFÍA	162



ANEXOS	166
Anexo I: Especificaciones y esquema del ciclo	166
Anexo II: Especificaciones torre húmeda	168
Anexo III: Especificaciones torre híbrida	169
Anexo IV: Especificaciones aerocondensador	170



ÍNDICE DE FIGURAS

	<u>Página</u>
Figura 1.1 Perspectivas de la demanda mundial de energía primaria	16
Figura 1.2 Cobertura de la demanda eléctrica peninsular en 2013	17
Figura 1.3 Componentes (izq.) y diagrama T-s (der.) ciclo Brayton	18
Figura 1.4 Turbina de gas	18
Figura 1.5 Componentes (der.) y diagrama T-s ciclo (izq.) Rankine	19
Figura 1.6 Componentes central convencional	20
Figura 1.7 Esquema central nuclear PWR	21
Figura 1.8 Esquema central termosolar	21
Figura 1.9 Esquema central ciclo combinado	22
Figura 1.10 Rendimiento (izq.) y emisiones (der.) de centrales de potencia	22
Figura 1.11 Esquema aerogenerador (izq.) y turbina Kaplan (der.)	23
Figura 1.12 Colector Eurotrough II	24
Figura 1.13 Esquema central termosolar CCP	25
Figura 1.14 Esquema central termosolar de torre	26
Figura 1.15 Colector disco parabólico	26
Figura 1.16 Mapa radiación solar directa mundial	27
Figura 1.17 Potencia instalada y proyectada en MW de centrales termosolares	27
Figura 2.1 Ejemplos centrales refrigeradas con aire	31
Figura 2.2 Influencia suciedad en conductos	31
Figura 2.3 Ejemplo de ensuciamiento (izq.) y corrosión (der.) en conducto	32
Figura 2.4 Altura torres refrigeración tiro natural	34
Figura 2.5 Esquema (izq.) y ejemplo (der.) de torre de refrigeración de tiro forzado	35
Figura 2.6 Esquema (izq.) y ejemplo (der.) de torre de refrigeración de tiro inducido	35
Figura 2.7 Clasificación torres de tiro mecánico	36
Figura 2.8 Ej torres de tiro natural con flujo en contracorriente (izq.) y cruzada (der.)	36
Figura 2.9 Componentes torres de refrigeración húmeda y circuito de refrigeración	37
Figura 2.10 Distribuidores de gravedad (izq.) y presurizados (der.)	39
Figura 2.11 Empaquetamientos de goteo	40
Figura 2.12 Empaquetamientos de película	41
Figura 2.13 Empaquetamientos mixtos	41
Figura 2.13 Eliminador de gotas	42
Figura 2.14 Balance de agua en torres de refrigeración	43
Figura 2.15 Ejemplo análisis costes sistemas refrigeración	44
Figura 2.16 Aerocondensadores centrales Matimba (izq.) y Medupi (der.) en Sudáfrica	44
Figura 2.18 Esquemas sistema refrigeración con aire AFC	45
Figura 2.19 Esquemas sistemas de refrigeración con aire ACC	45
Figura 2.20 Ejemplo módulo de aerocondensadores ACC	46
Figura 2.21 Componentes sistema ACC	46
Figura 2.22 Tubo aleteado de aerocondensador	46
Figura 2.23 Conducto de distribución de vapor	47
Figura 2.24 Estructura y ventilador de aerocondensador	47
Figura 2.25 Esquema y ejemplo de torres de refrigeración híbrida	48
Figura 2.26 Esquemas torres híbridas de tiro induc en contrac. (izq.) y cruz. (der.)	50
Figura 2.27 Esquemas torres híbridas con condensador evaporativo	50



Figura 2.28 Esquemas torres híbridas de flujo cruzado	50
Figura 2.29 Esquema circuito refrigeración abierto	52
Figura 2.30 Gráfica para selección entre distintos modelos de bomba	53
Figura 2.31 Composición agua mar	53
Figura 2.32 Temperatura agua de mar Australia	56
Figura 2.33 Temperatura agua de mar Chile	56
Figura 2.34 Temperatura agua de mar Sudáfrica	56
Figura 3.1 Componentes central termosolar de torre	58
Figura 3.2 Ejemplo heliostato	59
Figura 3.3 Central termosolar Gemasolar (Sevilla)	59
Figura 3.4 Distribución horaria de la irradiación solar en un día claro	59
Figura 3.5 Cuerpo de turbinas	61
Figura 3.6 Feedheater abierto	62
Figura 3.7 Feed heater cerrado	62
Figura 3.8 Evolución de las temperaturas de los fluidos dentro del FWH	63
Figura 3.9 Esquema y evolución de temperaturas de un condensador de superficie	64
Figura 3.10 Esquema y evolución de temperaturas de un aerocondensador	64
Figura 3.11 Mapa de radicación solar directa en Australia	66
Figura 3.12 Terrenos para construcción de una central termosolar en Port Headland	66
Figura 3.13 Mapa de radicación solar directa en Chile (izq.) y mapa físico de Chile	67
Figura 3.14 Mapa de radicación solar directa en Sudáfrica	68
Figura 3.15 Pestaña Build de <i>Cyclepad</i> . Ciclo de baja	73
Figura 3.16 Pestaña Analyze de <i>Cyclepad</i> . Ciclo de alta	74
Figura 3.17 Pestaña Analyze de <i>Cyclepad</i> . Ciclo de baja	74
Figura 4.1 Diagrama Psicométrico	78
Figura 4.2 Curvas características de bombas en paralelo	81
Figura 4.3 Características bomba <i>ETA 300-350</i>	82
Figura 4.4 Evolución de las temperaturas del aire y agua en la torre	83
Figura 4.5 Mecanismos de transf. de calor (izq.) y zonas de intercambio (der.)	85
Figura 4.6 Balance masa	86
Figura 4.7 Curva resistente instalación	91
Figura 4.8 Puntos significativos de pérdida de carga en torres húmedas	92
Figura 4.9 Ventilador de 40ft de diámetro	93
Figura 4.10 Esquema torre híbrida	96
Figura 4.11 Intercambiador de dos filas y dos pasos	97
Figura 4.12 Cálculo del punto de mezcla en diagrama psicométrico	102
Figura 4.13 Diagrama para intercambiador de aire 2F y 2P	104
Figura 4.14 Esquema módulo aerocondensador	107
Figura 4.15 Esquema célula aerocondensador	108
Figura 6.1 Penacho de vapor	133
Figura 6.2 Emisión se de sal en función la distancia	133
Figura 6.3 Condiciones de propagación de Legionela	141



ÍNDICE DE TABLAS

	<u>Página</u>
Tabla 2.1 Calor específico	30
Tabla 2.2 Velocidades máximas en conductos	32
Tabla 2.3 Uso de agua en refrigeración	33
Tabla 2.4 Materiales usados en torres de refrigeración	37
Tabla 2.5 Limitación parámetros vertidos agua refrigeración	43
Tabla 2.6 Origen de la captación de los sistemas de refrigeración	51
Tabla 2.7 Propiedades agua salada	53
Tabla 3.1 Ejemplos centrales de torre en España	60
Tabla 3.2 Características técnicas de los tanques de almacenamiento	61
Tabla 3.3 Horas de Sol y de funcionamiento de la central	72
Tabla 4.1 Datos iniciales para torre húmeda	77
Tabla 4.2 Puntos significativos de pérdida de carga en torres húmedas	92
Tabla 4.3 Datos iniciales aerocondensador	108
Tabla 6.1 Coeficiente de minorización para aguas de refrigeración	138
Tabla 6.2 Dosis de Legionela en distintos equipos	142
Tabla 6.3 Síntomas generales Legionela	142
Tabla 6.4 Acciones de mantenimiento en torres de refrigeración	143
Tabla 6.5 Emisiones por kg de carbón quemado	144
Tabla 6.6 Emisiones anuales de cada uno de los contaminantes	144
Tabla 7.1 Coste mantenimiento anual de cada sistema de refrigeración	148
Tabla 7.2 Periodos pico y valle y tarifa de discriminación horaria	148
Tabla 7.3 Constantes de ecuación 8.1 para torres de refrigeración húmeda	149
Tabla 7.4 Número de celdas de cada sistema de refrigeración	150
Tabla 7.5 Costes sistema de refrigeración en Australia	150
Tabla 7.6 Costes sistema de refrigeración en Chile	151
Tabla 7.7 Costes sistema de refrigeración en Sudáfrica	151
Tabla 7.8 Estimación coste de la central en Australia	153
Tabla 7.9 Estimación coste de la central en Chile	153
Tabla 7.10 Estimación coste de la central en Sudáfrica	153
Tabla 8.1 Tabla resumen coste sistema refrigeración Australia	154
Tabla 8.2 Tabla resumen coste sistema refrigeración Chile	156
Tabla 8.3 Tabla resumen coste sistema refrigeración Sudáfrica	157
Tabla 8.4 Presupuesto del proyecto	160





ÍNDICE DE GRÁFICAS

	<u>Página</u>
Gráfica 3.1 Humedades relativas	69
Gráfica 3.2 Temperaturas de bulbo húmedo y bulbo seco	70
Gráfica 3.3 Horas de funcionamiento de las centrales	72
Gráfica 4.1 Evolución de las Tª del aire y agua en la torre en enero para Australia	83
Gráfica 4.2 Curva característica del ventilador	95
Gráfica 5.1 Temperaturas de condensación Australia	119
Gráfica 5.2 Temperaturas de condensación Chile	119
Gráfica 5.3 Temperaturas de condensación Sudáfrica	119
Gráfica 5.4 Diferencia en °C al condensar con aire en vez de con agua	120
Gráfica 5.5 Potencia ciclo Australia	121
Gráfica 5.6 Potencia ciclo Chile	121
Gráfica 5.7 Potencia ciclo Sudáfrica	122
Gráfica 5.8 Potencia consumida Australia	123
Gráfica 5.9 Potencia consumida Chile	123
Gráfica 5.10 Potencia consumida Sudáfrica	123
Gráfica 5.11 Potencia neta Australia	125
Gráfica 5.12 Potencia neta Chile	125
Gráfica 5.13 Potencia neta Sudáfrica	125
Gráfica 6.1 Temperatura del aire a la salida en Australia	129
Gráfica 6.2 Temperatura del aire a la salida en Chile	129
Gráfica 6.3 Temperatura del aire a la salida en Sudáfrica	129
Gráfica 6.4 Masa agua evaporada en Australia	131
Gráfica 6.5 Masa agua evaporada en Chile	131
Gráfica 6.6 Masa agua evaporada en Sudáfrica	131
Gráfica 6.7 Ahorro de agua usando refrigeración híbrida	132
Gráfica 6.8 Nivel de ruido ventilador Australia	135
Gráfica 6.9 Nivel de ruido ventilador Chile	135
Gráfica 6.10 Nivel de ruido ventilador Sudáfrica	136
Gráfica 6.11 Incremento de la temperatura del agua de mar en Australia	138
Gráfica 6.12 Incremento de la temperatura del agua de mar en Chile	139
Gráfica 6.13 Incremento de la temperatura del agua de mar en Sudáfrica	139



CAPÍTULO 1: INTRODUCCIÓN

1.1 ESTADO ENERGÉTICO ACTUAL Y MOTIVACIÓN DEL PROYECTO

La situación actual en la que se encuentra el sector energético es de continuo crecimiento. Según la Agencia Internacional de la Energía (AIE), durante las próximas décadas la demanda de energía primaria aumentará a una tasa del 1.3% anual.

El desglose del consumo por fuentes energéticas que se muestra a continuación, da una idea de la demanda que existe de cada uno de los diferentes recursos energéticos.

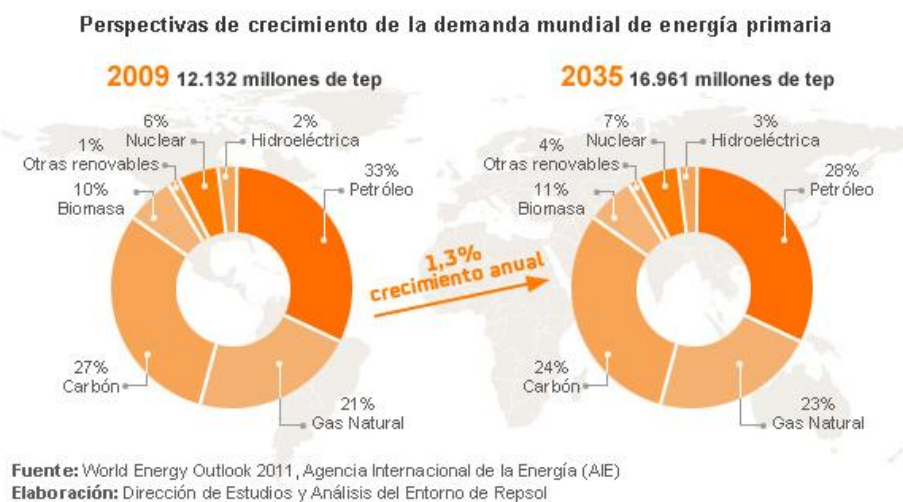


Figura 1.1 Perspectivas de la demanda mundial de energía primaria. Fuente: AIE

Destaca la alta dependencia que existe de los combustibles fósiles tales como el petróleo, el gas natural o el carbón, que en conjunto suman más del 75% de la demanda total. Esta dependencia de recursos no renovables y de existencia limitada, hace que exista una gran incertidumbre sobre la sostenibilidad energética futura.

Además, el uso de estos combustibles fósiles presenta un problema medioambiental al tener un alto grado de emisiones de sustancias nocivas para el medio ambiente como son el CO₂, CO, NO_x o SO_x. Ante esta situación, surge la necesidad de encontrar fuentes alternativas de energía como las energías renovables, capaces de afrontar la demanda futura de forma limpia y sostenible.

Actualmente, dentro de las energías renovables, la energía eólica es la que dispone de una tecnología más madura y la que tiene una mayor relevancia. Sin embargo, es en la energía solar donde se depositan mayores esperanzas de futuro, puesto que supone una fuente inagotable y disponible de forma global especialmente en zonas ecuatoriales, donde la irradiación solar es mayor. Un dato importante es que la Tierra intercepta unos $1,7 \cdot 10^{14}$ kW de energía solar, de modo que 10 días aproximadamente igualan a las reservas fósiles conocidas.



Todo esto sirve de pretexto para explicar la motivación de dicho proyecto, ya que en él se pretende estudiar el funcionamiento que tendría una planta de generación de electricidad termosolar de torre dependiendo del sistema de refrigeración escogido.

El sistema de refrigeración de una central, supone un elemento fundamental a la hora de diseñar, localizar y presupuestar una central eléctrica, y han de realizarse estudios como el que se pretende hacer en este proyecto para seleccionar de forma correcta el sistema de refrigeración que mejor se adapte a las condiciones concretas de cada zona.

Especialmente ha de estudiarse el caso de las centrales termosolares, ya que se sitúan en zonas de alta irradiación solar, que por lo general son zonas desérticas donde el agua es un bien escaso. Por ello se hace difícil implementar las tradicionales torres de enfriamiento húmedo que utilizan agua de la red para la refrigeración, y por lo tanto es necesario buscar soluciones alternativas.

Es en este último punto donde se centrará el contenido del proyecto. De esta forma, tras la realización del mismo se obtendrán resultados suficientes como para determinar qué tecnología de refrigeración sería más conveniente implementar en una misma central termosolar, dependiendo de la localización de la misma.

No obstante, antes de entrar a calcular los sistemas de refrigeración y su funcionamiento, se hará un breve repaso de los distintos métodos existentes para generar electricidad haciendo especial hincapié en los sistemas que utilizan la energía solar como fuente de energía.

1.2 SISTEMAS DE PRODUCCIÓN DE ELECTRICIDAD

A continuación se muestra el porcentaje que cada una de los distintos sistemas para generar electricidad tuvo en España durante el pasado año.

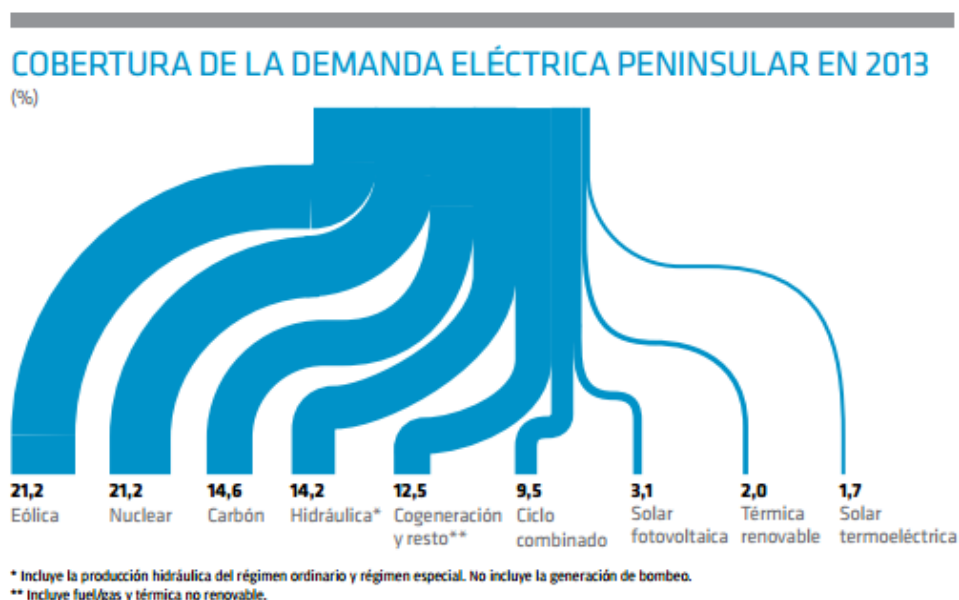


Figura 1.2 Cobertura de la demanda eléctrica peninsular en 2013. Fuente: REE

A pesar de las distintas formas que existen para generar electricidad, la mayoría comparten una idea común: hacer rotar el eje de un generador eléctrico mediante la rotación del buje de una turbina.

Es la manera en la que se hace girar la turbina la que diferencia los distintos ciclos termodinámicos existentes.

1.2.1 CICLO BRAYTON

Las centrales que funcionan siguiendo un Ciclo Brayton utilizan principalmente gas natural como combustible. Las turbinas empleadas en estos ciclos se conocen como turbinas de gas capaces de trabajar a temperaturas de 600-700°C.

El esquema básico de los componentes y el ciclo termodinámico que sigue se muestran a continuación:

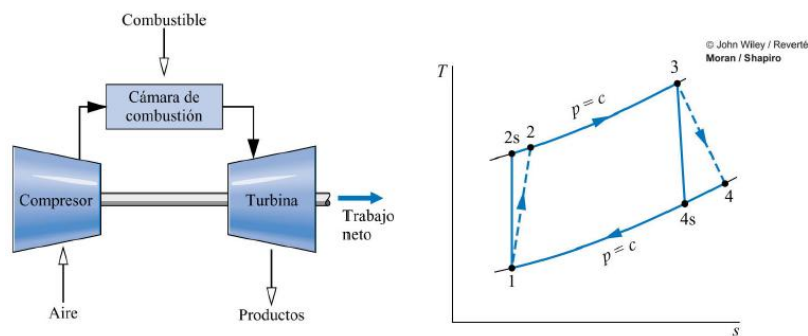


Figura 1.3 Componentes (izq.) y diagrama T-s (der.) ciclo Brayton. Fuente: Apuntes Máquinas y Centrales Térmicas

En el esquema más sencillo del ciclo, se toma aire del exterior (punto 1) y se comprime hasta un punto 2. Esta compresión implica un aumento de la temperatura en el aire, que posteriormente se introduce en la cámara de combustión, donde al reaccionar con el combustible añadido, se produce una combustión y un consiguiente aumento de temperatura y entropía hasta alcanzar el punto 3. Tras salir de la cámara de combustión el aire pasa por la turbina, haciendo girar esta a su paso y con ello se pueda obtener un trabajo neto que podría emplearse en hacer girar el eje de un generador eléctrico.

La turbina de gas, no sólo es la propia turbina, sino que se le llama así a todo el conjunto de elementos que componen el equipo (compresor, cámara de combustión y turbina) y se suelen integrar en una sola máquina.

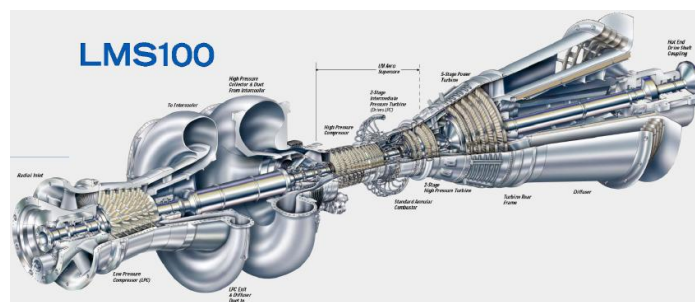


Figura 1.4 Turbina de gas. Fuente: GE Energy

Como se ha dicho, éste sería el esquema más básico de funcionamiento. Existen varias técnicas como el intercooling, recalentamiento, o el empleo de turbinas regenerativas que dotan al ciclo de mayor rendimiento. Sin embargo, el empleo de turbinas de gas como único elemento no suele ser lo común en centrales térmicas. Por ello el objetivo de este apartado no es profundizar en este tema, sino dar a entender el funcionamiento básico de las turbinas de gas para de éste modo entender más adelante el funcionamiento de los ciclos combinados, los cuales copan casi el 10% de la generación de electricidad en España.

1.2.2 CICLO RANKINE

Es el ciclo más usado para la generación de electricidad. Está formado por diferentes elementos a través de los cuales circula, por un circuito cerrado, generalmente vapor de agua como fluido de trabajo. A continuación se muestra un ejemplo con los componentes básicos y el ciclo representado en un diagrama T-S.

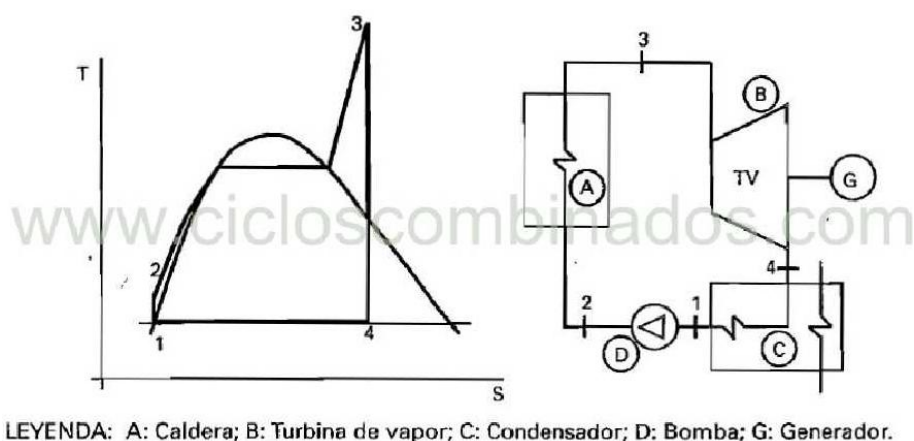


Figura 1.5 Componentes (der.) y diagrama T-s ciclo (izq.) Rankine. Fuente: www.cicloscombinados.es

Desde un punto 1 tomado a la salida del condensador, el agua en condiciones de líquido saturado aumenta de presión hasta el punto 2 tras pasar por un equipo de bombeo. A continuación, el fluido entra en la caldera donde aumenta de temperatura a presión constante y pasa de líquido a vapor sobrecalentado (punto 3). Una vez que el fluido se encuentra en fase vapor, se hace pasar por el cuerpo de turbinas, haciendo girar ésta de manera que se pueda obtener trabajo útil de su eje. Una vez que el vapor ha pasado por el cuerpo de turbinas (punto 4), se le hace pasar por el condensador, donde intercambiará calor con el fluido procedente del equipo de refrigeración hasta volver a alcanzar las condiciones de líquido saturado que tenía en el punto 1.

Al igual que ocurría con el ciclo Brayton, el ciclo aquí explicado corresponde a la representación más básica posible del ciclo. Existen otros elementos adicionales como feedheaters o sistemas de recalentamiento, que consiguen aumentar la eficiencia del ciclo hasta un 10% con respecto al ciclo básico. Más adelante, en el capítulo 3 de la memoria donde se explica el funcionamiento de la central escogida para el estudio, se profundizará en estos conceptos y elementos adicionales.

El ciclo Rankine es usado en numerosas centrales de potencia, desde centrales convencionales de carbón hasta centrales termosolares o nucleares. La diferencia que entre ellas existe es la manera en que se aporta calor al fluido haciéndolo pasar de líquido a vapor. A continuación se muestran algunos ejemplos de éste tipo de centrales dependiendo del foco caliente usado:

-Calderas (Centrales convencionales)

Dependiendo del combustible que se introduzca en ellas varían en tamaño y forma, sin embargo el principio de funcionamiento siempre es el mismo. Los combustibles que se pueden emplear son básicamente cualquier cosa que se pueda quemar, desde combustibles fósiles como el carbón hasta pellets de biomasa. Tradicionalmente el uso de calderas donde se quemaba carbón, ha sido el mecanismo más extendido en las centrales generadoras de electricidad, sin embargo, las altas emisiones de CO₂ procedentes de la combustión además de las numerosas partículas que se emiten al aire durante la combustión, hace que hoy en día, los países más desarrollados opten por alternativas más limpias para la generación de electricidad.

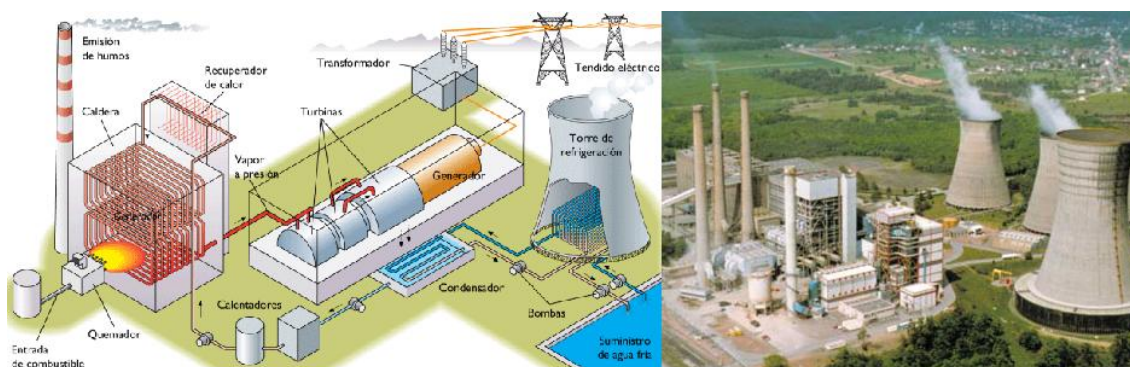


Figura 1.6 Componentes central convencional. Fuente: Google Images

-Reactores Nucleares

Las centrales nucleares utilizan la liberación de calor que se produce durante la fisión de átomos como foco caliente. De esta manera, cuando un neutrón impacta contra un átomo de combustible fisionable, éste se descompone en productos y neutrones que a su vez impactarán contra otros átomos, produciendo una reacción en cadena en donde se conseguirá liberar grandes cantidades de calor.

El principal combustible utilizado en es el uranio 238 enriquecido con pequeños porcentajes del orden del 0.7% de uranio 235.

Para refrigerar el reactor se hace circular agua, de manera que a su paso por el interior del reactor, donde dependiendo del tipo se alcanzan valores de entre 300-500°C, evacúa el calor cambiando de fase. Una vez se tiene el agua como vapor saturado, se intercambia calor entre este vapor y el fluido principal de la central pasando éste último a vapor y funcionando de forma similar a como funcionaría una central térmica convencional, salvo porque el vapor en el circuito secundario no se sobrecalienta.

A continuación se muestra un esquema básico de una central nuclear, con dos circuitos independientes:

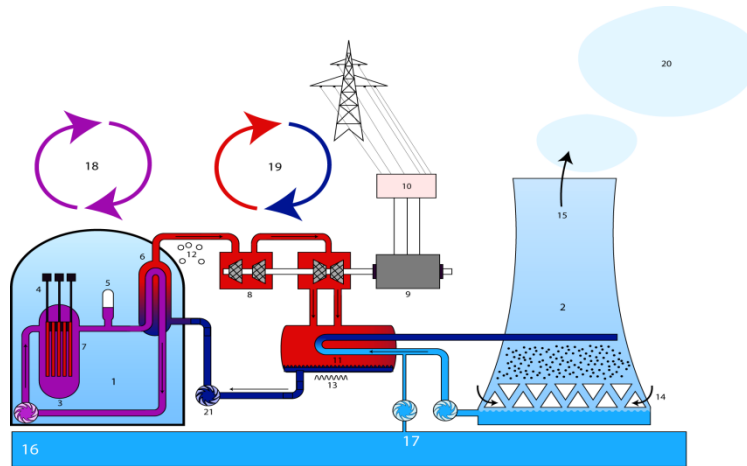


Figura 1.7 Esquema central nuclear PWR. Fuente: Google Images

-Centrales termosolares

En centrales termosolares, se utiliza la radiación procedente del sol como foco caliente para evaporar el fluido de la central.

Al igual que ocurría en las centrales nucleares, este tipo de centrales disponen de dos circuitos independientes. Uno de ellos por los que circulan las sales que serán calentadas a su paso por los concentradores y otro circuito secundario, por el que generalmente circulará agua que pasará a fase vapor tras intercambiar calor con el fluido del circuito primario.

Puesto que la central de estudio del proyecto es una central termosolar, se hará una profundización sobre este tipo de centrales en próximos apartados. No obstante para empezar a comprender el funcionamiento, se muestra un esquema a modo de ejemplo de este tipo de centrales.

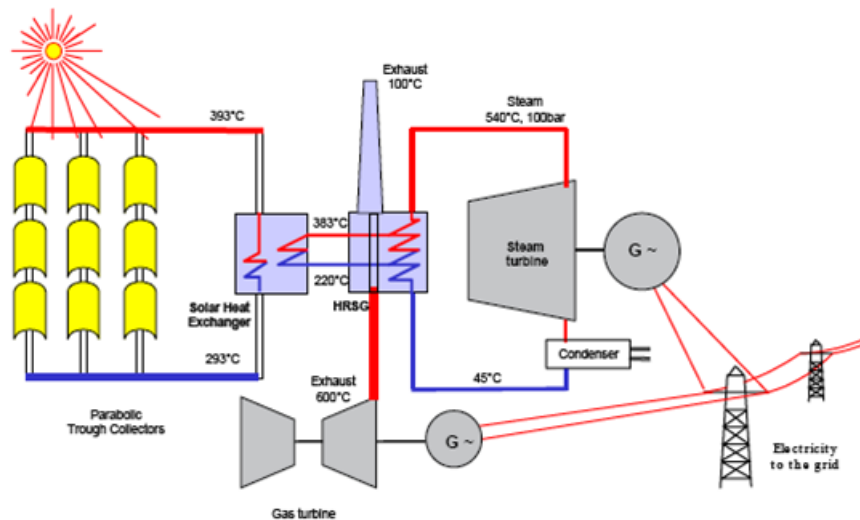


Figura 1.8 Esquema central termosolar CCP. Fuente: Google Images

1.2.3 CICLO COMBINADO

Los ciclos combinados aúnan los dos ciclos descritos anteriormente. En ellos se tiene una turbina de gas funcionando según el ciclo Brayton descrito, de manera que los gases a la salida de la turbina pueden alcanzar los 600°C. Serán estos gases de escape los que se introduzcan en un intercambiador de calor conocido como HRSG (Heat Recovery Steam Generator) para calentar el fluido de la turbina de vapor que está funcionando como un ciclo Rankine.

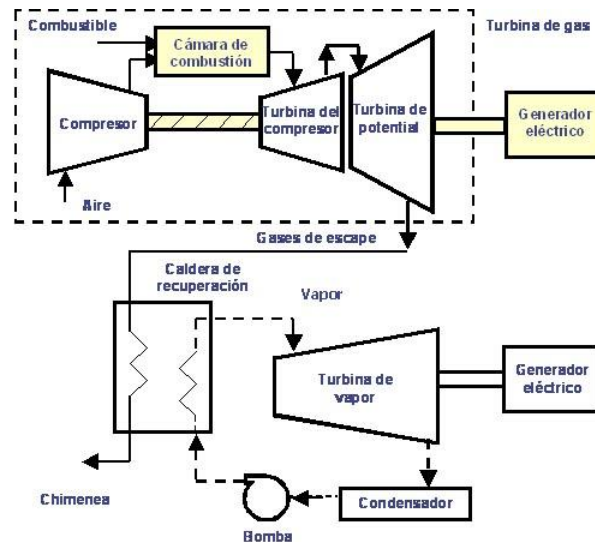


Figura 1.9 Esquema central ciclo combinado. Fuente: Google Images

El combustible empleado en estas centrales es el gas natural que consume la turbina de gas. La principal ventaja de los ciclos combinados, es su alta eficiencia energética, ya que el ciclo Rankine funciona prácticamente gracias a los gases residuales del ciclo Brayton. Además las respuestas ante variaciones de la carga es más rápida que en cualquiera de los ciclos por separado.

A continuación se muestran dos gráficas, en las que se pone de manifiesto por un lado el mayor rendimiento de las centrales de ciclo combinado frente a otras centrales, y por otro la ventaja desde el punto de vista de emisiones de CO₂ que supone. Además en esta segunda imagen, se puede observar de forma más gráfica el problema de emisiones de CO₂ expuesto anteriormente en las centrales que emplean carbón como combustible.

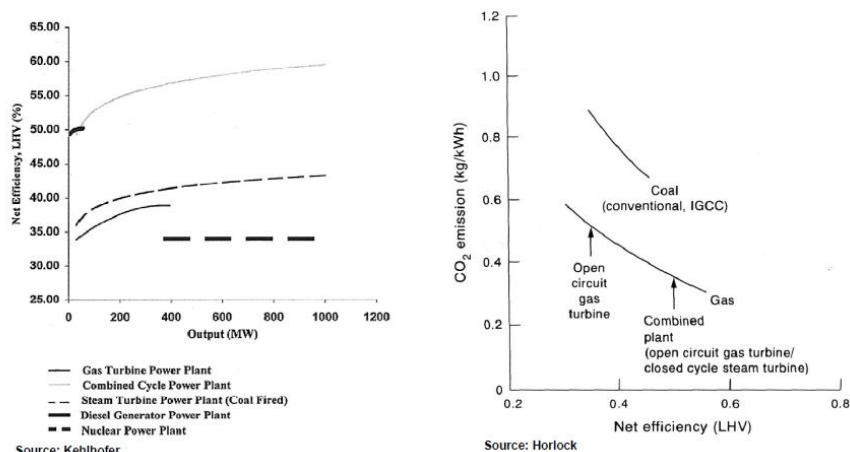


Figura 1.10 Rendimiento (izq.) y emisiones (der.) de centrales de potencia. Fuente: Kehlhofer



1.2.4 OTROS

Existen otras soluciones alternativas para generar electricidad. Algunas de estas soluciones, siguen manteniendo la idea de hacer rotar un eje en un generador, como la energía eólica o hidroeléctrica, donde en un caso utilizan la fuerza del viento para mover las hélices de un aerogenerador y de esta manera el rotor de la turbina, y en el otro caso, se aprovecha un salto de agua para mover la turbina. A continuación se muestra un esquema del rotor de un aerogenerador y una de las turbinas típicas utilizadas en centrales hidroeléctricas (turbina Kaplan).

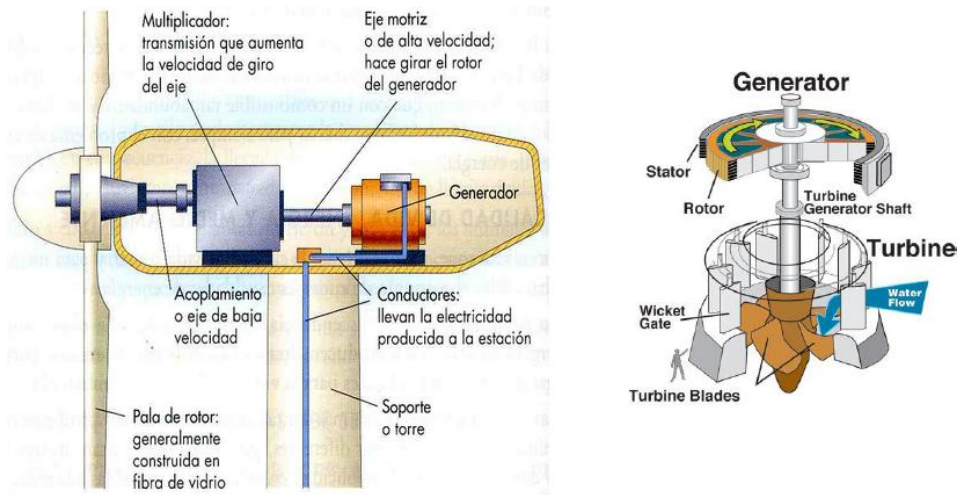


Figura 1.11 Esquema aerogenerador (izq.) y turbina Kaplan (der.). Fuente: Google Images

No obstante, existen soluciones como la energía solar fotovoltaica capaz de generar electricidad sin necesidad de movimiento alguno.

Los sistemas fotovoltaicos incorporan una unión “pn” en un material semiconductor a través del cual se desarrolla una diferencia de potencial al incidir luz sobre ella. A la ventaja de que no existan partes en movimiento, se le suma que no genera ruido ni altas temperaturas. Además es una tecnología limpia que no genera contaminación salvo en su fabricación. La principal desventaja a la que se enfrenta esta tecnología, es a su bajo rendimiento, ya que una vez que las células se agrupan en módulos y se acoplan dentro de un sistema que incluya elementos tales como baterías o inversores, su rendimiento cae por debajo del 10%.

Otras alternativas, utilizadas en centrales de menor potencia son las centrales geotérmicas que principalmente se encuentran en zonas volcánicas, o centrales mareomotrices que utilizan las subidas y bajadas de la marea para generar energía.

Una vez descritas las principales formas de generación de electricidad existentes, y puesto que el proyecto se va a basar en una central termosolar de torre, se van a estudiar los distintos tipos de centrales termosolares existentes.



1.3 TECNOLOGÍA SOLAR TERMOELÉCTRICA

La generación de electricidad de origen termosolar ha experimentado un continuo desarrollo desde que se empezaran a construir centrales en Europa y Japón a principios de los 80. Durante el año 2013 cubrió el 1.7% de la demanda eléctrica en España según datos de REE.

En este apartado de la introducción se presentan las tecnologías más relevantes así como su estado actual en España y en el mundo

1.3.1 CENTRALES DE CONCENTRACIÓN LINEAL

Utilizan como receptor de la radiación solar colectores cilindro parabólicos de concentración (CCP), siendo estos los que pertenecen a una tecnología más madura y por tanto más expandida. También existen colectores que utilizan una lente plana conocida como lente de Fresnel.

La misión del colector es reflejar los rayos solares que recibe sobre un punto en el foco de una parábola, donde se encuentra un tubo absorbedor por cuyo interior circula el fluido térmico (generalmente sales o aceites) que puede alcanzar temperaturas de 400°C.

El colector más usado es el conocido con el nombre de Eurotrough, el cual está constituido por 8 módulos agrupados en series, formando hileras de 100m. Estos módulos están montados sobre una estructura que dispone de un sistema de seguimientos solar, que a través dos pistones hidráulicos son capaces de mover la estructura en busca de la posición que maximice la absorción de los rayos solares.



Figura 1.12 Colector Eurotrough II. Fuente: Google Images

La parábola, con anchos de apertura de 5.77m, está formada por 28 espejos por módulo que aseguran una reflectividad del 92%. Los tubos absorbedores, de diámetros interno y externo de 70 y 125 mm respectivamente, se sueldan entre sí formando conjuntos de 12m de longitud. Estos tubos han de asegurar una capacidad de absorber calor y transmitancia próximos al 95%.

Una de las principales preocupaciones en este tipo de centrales es la protección frente al viento. Dada la forma física de los colectores, han de posicionarse en una posición de seguridad (20-30° por debajo de la horizontal) cuando el viento sopla por encima de los 14m/s.

[illegible]

En el esquema se pueden distinguir los dos circuitos que hay. Por el primero de ellos circula aceite, que tras ser calentado en los colectores intercambia calor con el fluido del circuito de agua a través de diferentes intercambiadores de calor. En este circuito también se podrían encontrar los tanques de almacenamiento, que retienen las sales calientes durante el día y de ese modo permiten operar a la central incluso sin sol. El circuito secundario es similar al que podemos encontrar en una central térmica tradicional, donde el vapor de agua sigue el funcionamiento del ciclo Rankine ya explicado.

Este tipo de centrales se sirve de un campo de espejos denominados heliostatos, para dirigir los rayos del sol sobre un punto en lo alto de una torre. Esta tecnología se encuentra hoy en día en su fase de explotación, tras haber sido ensayada desde los años 80 en pequeñas centrales de poco más de 10MW.

En lo alto de la torre, que puede alcanzar alturas próximas a los 100m, se sitúa un receptor por el cual circula un fluido térmico que absorbe calor para más adelante cederlo mediante intercambiadores de calor al agua que sigue un ciclo Rankine y que circula por el circuito secundario.

Existen distintos tipos de receptores y dependiendo del que se use, se pueden alcanzar temperaturas de trabajo desde los 500°C hasta los 1400°C, gracias a las altas capacidades de concentración que llegan hasta los 3000 soles.



A continuación se muestra un esquema simplificado del funcionamiento de una central termosolar de torre, donde se pueden apreciar los dos circuitos existentes en la central. Por el primario circulan sales capaces que tras absorber el calor en el receptor, pueden o bien intercambiar este calor con el agua del circuito secundario o bien (aunque no se muestre en la imagen) almacenarse en tanques que pueden conservar el calor hasta 6h y de ese modo permitir a la central trabajar sin sol.

Por el circuito secundario, circula agua que tras pasar por el intercambiador de calor, pasa a fase vapor que completará un ciclo Rankine antes de volver a pasar a fase líquida.

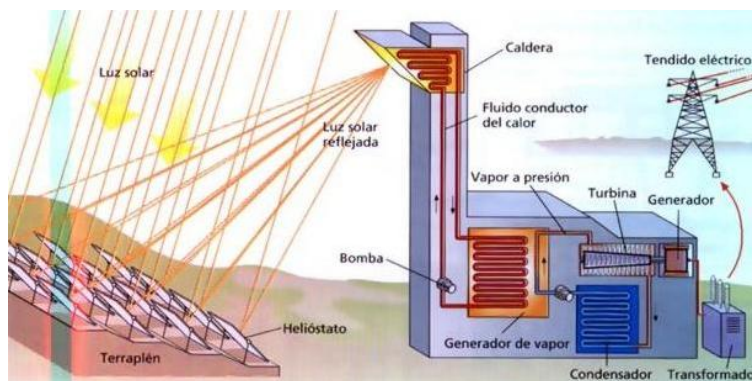


Figura 1.14 Esquema central termosolar de torre. Fuente: Google Images

1.3.3 DISCO PARABÓLICO O DISCO STIRLING

Está formado por un colector parabólico de unos 8.5 m de diámetro, que refleja y concentra la radiación solar directa en su foco. Puede alcanzar relaciones de concentración del orden de miles de soles y con ello muy altas temperaturas en su foco.

A pesar de ser la tecnología más eficiente, es también la más cara por encontrarse en fase de desarrollo. Este hecho junto a la limitación de su potencia unitaria (menos de 25kW), hace que el uso de esta tecnología en la generación de electricidad a gran escala no sea aún posible.

Su uso está limitado a la generación de electricidad en zonas aisladas donde no se disponga de red eléctrica, compitiendo directamente con la energía fotovoltaica o los generadores diesel tradicionales.



Figura 1.15 Colector disco parabólico. Fuente: Google Images

1.3.2 CIFRAS Y SITUACIÓN ACTUAL DE LA TECNOLOGÍA TERMOSOLAR

La dependencia que esta tecnología tiene de la radiación solar, hace que las zonas en las que ha habido un mayor desarrollo e implementación de centrales termosolares sean zonas ecuatoriales o zonas desérticas como el Sur de África.

Echando un vistazo a los mapas de radiación solar directa y de potencia instalada o proyectada de tecnología, vemos que existe una estrecha relación entre ambos.

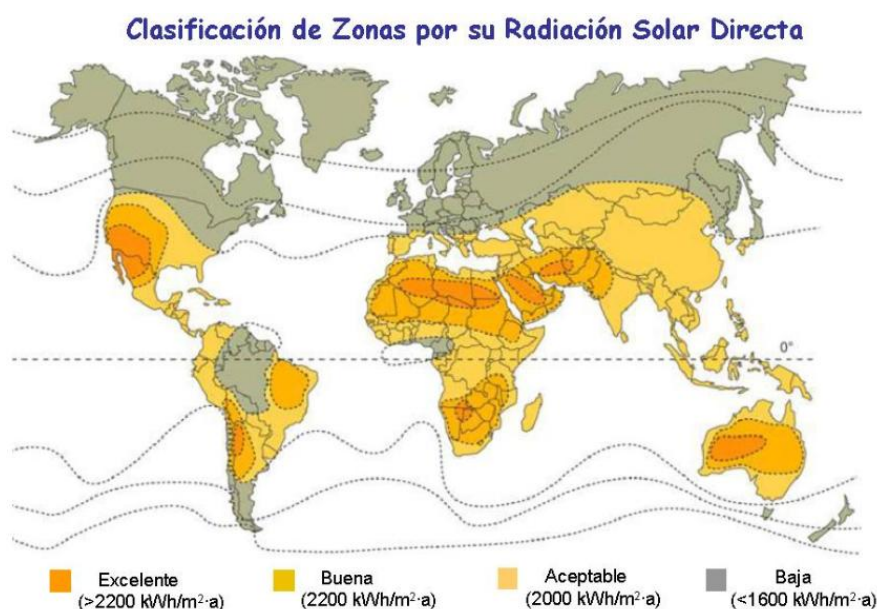


Figura 1.16 Mapa radiación solar directa mundial. Fuente: Google Images

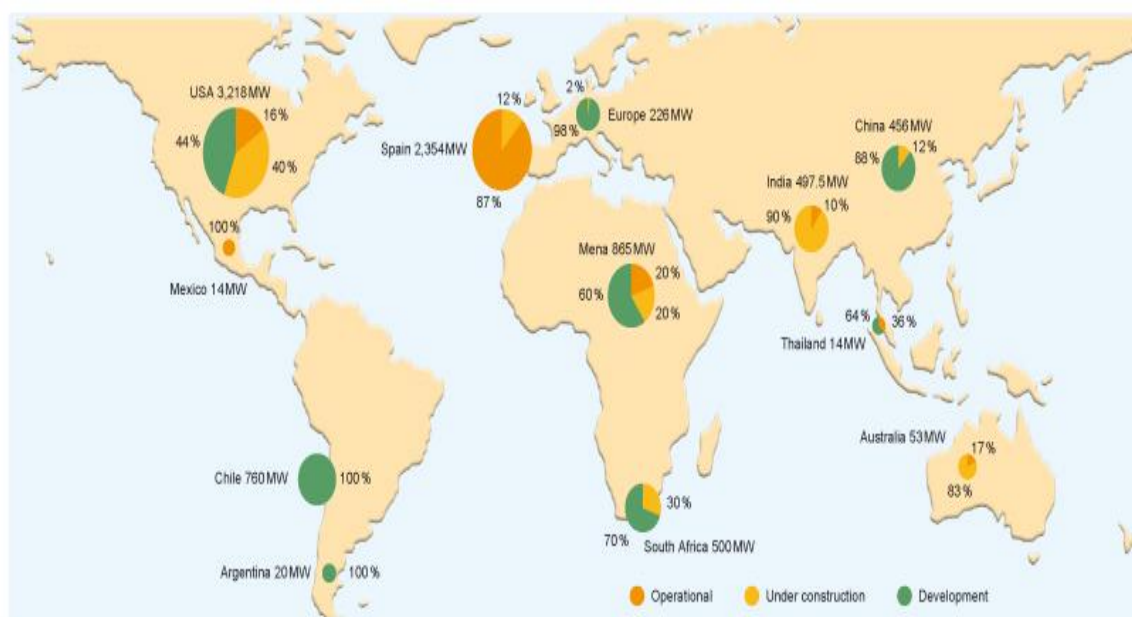


Figura 1.17 Potencia instalada y proyectada en MW de centrales termosolares. Fuente: NREL

A continuación se detallará la situación que vive esta tecnología en las zonas donde tiene mayor relevancia.



ESPAÑA

El caso de España, a pesar de no pertenecer a la zona con mayor radiación solar, es el país junto con EEUU donde más presente está esta tecnología con cerca de 2400MW de potencia instalados y cerca de 4500GWh producidos (3.7% de la demanda).

El impacto macroeconómico del sector termosolar se mide en cifras como los más de 1800 millones € de PIB generados al año o las cerca de 20.000 personas a las que da empleo esta tecnología. Además, gracias a las centrales implantadas, se han conseguido evitar durante el año pasado 2.464.210 toneladas de CO₂ y un ahorro en importaciones de combustible de 131 millones €.

Actualmente en España se encuentran en funcionamiento 50 centrales, la mayoría en la zona suroeste. La tecnología más empleada es la de concentradores cilindro parabólicos (CCP) y la potencia de las centrales construidas son en general de 50MW. A pesar de la crisis económica que se vive actualmente, durante el año pasado se financiaron 7 centrales (350MW).

EEUU

En EEUU la apuesta por esta tecnología también ha sido importante, llegando a tener instaladas a finales de 2013 aproximadamente 9GW de potencia. Esto se ha conseguido en parte gracias a la privilegiada situación geográfica en la que se encuentra desde el punto de vista de DNI (Direct Normal Insolation) y por otro lado gracias al impulso provocado por diversas leyes en materia de energía.

Durante el año 2013 se instalaron dos grandes centrales de torre sumando más de 500MW de potencia a la ya instalada. Estas centrales fueron la de Solana (280 MW, CP con almacenamiento) y la de Ivanpah (390 MW, torre de vapor sobrecalentado).

REGIÓN MENA (PAÍSES ÁRABES)

Actualmente apenas poseen 165 MW en operación, sin embargo dada su favorable posición geográfica y su prosperidad económica, hace que sea una zona a tener en cuenta en el futuro a medio y largo plazo.

Las últimas novedades durante el año 2013, como la entrada en operación de Shams 1 en EAU (100 MW, CP sin almacenamiento) y la plantas Noor I (160 MW CP con almacenamiento) en construcción, Noor II (200 MW CP) y Noor III (100 MW Torre) en proceso de concurso en Marruecos, hacen que esté más cerca el ambicioso proceso de disponer de 25GW en el año 2032.

SUDÁFRICA, CHILE Y AUSTRALIA

Éstas han sido las localizaciones escogidas para el estudio de la central del proyecto. Los motivos por los que se han tomado dichas localizaciones han sido dos:



-En primer lugar, son zonas donde la tecnología termosolar se encuentra en su fase de mayor apogeo.

En el caso de Sudáfrica, éste impulso ha llegado gracias al aumento del PIB y empleo que ha generado esta tecnología y que no han pasado desapercibidos el Gobierno. Durante el año 2013 se construyeron dos centrales que suman 200 MW y se aprobó la construcción de otra de 100 MW. Todo esto hace que el objetivo fijado por el gobierno para el año 2020 de disponer de 1100 MW se quede corto y se pueda incrementar hasta los 3300 MW.

Por su parte Australia, siendo el país con mayor número de emisiones de CO₂ se ha visto obligada a aprobar medidas con el objetivo de reducir estas tasas de emisiones y que incluyen inversiones de más de 5000 millones de dólares para la construcción y operación de centrales termosolares. Aún con todo esto, las grandes expectativas que había generado el proyecto Solar Dawn (250 MW Fresnel) han desaparecido por falta de apoyo financiero.

Finalmente Chile, que goza de una excelente disponibilidad de Sol, ha sido uno de los últimos países en confiar en esta tecnología y durante 2013 ha comenzado la construcción de su primera central de 110MW de torre con almacenamiento.

-En segundo lugar, a la hora de escoger la localización de la planta se han tenido en cuenta aspectos ambientales que pueden afectar al equipo de refrigeración.

De esta forma, teniendo regiones con climas distintos, se podrá hacer un estudio más variado y se podrá ver el funcionamiento de los distintos equipos de refrigeración dependiendo de las condiciones climáticas.

Australia se distingue por ser uno de los países más secos del planeta, mientras que Chile goza de una humedad relativa muy alta. Por su parte Sudáfrica, presenta mayores diferencias en su clima dependiendo de si estamos en verano o invierno de las que presentan los dos anteriores.

En próximos apartados se mostrarán de forma más específica las localizaciones tomadas para el estudio de la planta así como las condiciones climáticas pertinentes.



CAPÍTULO 2: INTRODUCCIÓN A LOS SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN

2.1 REFRIGERACIÓN CON AGUA O AIRE

Escoger entre usar agua o usar aire para refrigerar una central es una de la primaras decisiones que se han de tomar. Dependiendo de la opción escogida, deliberaciones como la localización de la central pueden depender de la elección tomada.

2.1.1 VENTAJAS DE LA REFRIGERACIÓN CON AGUA

La refrigeración con agua utilizando torres húmedas suele ser la opción más económica para centrales de gran tamaño, siempre y cuando se disponga de agua suficiente a un precio razonable.

La principal ventaja que presenta el agua frente al aire es la posibilidad de bajar la temperatura del fluido que se quiere enfriar hasta un límite más bajo que si se usase sólo aire. Mientras que usando aire tan sólo se puede enfriar hasta una temperatura cercana a la que tenga este, usando agua se puede enfriar hasta un valor cercano a la temperatura de bulbo húmedo.

La temperatura de bulbo húmedo es la temperatura a la que el agua y el aire atmosférico se encuentran en equilibrio. Depende en gran medida de la humedad del ambiente, de manera que la diferencia entre la temperatura de bulbo seco y de bulbo húmedo se hace más grande cuanto más seco sea el lugar.

Además, el uso de agua como fluido refrigerante tiene como ventaja una mejor transferencia de calor frente al que se tiene usando aire. Esto se debe a su mayor calor específico (C_p), que se define como la cantidad de calor que se necesita por unidad de masa para elevar la temperatura un grado Celsius. A continuación se muestra una tabla con los valores generales para el aire y el agua.

FLUIDO	CALOR ESPECÍFICO (J/kg·K)
Agua	4180
Aire	1000

Tabla 2.1 Calor específico

El calor intercambiado se calcula como:

$$Q = m \cdot C_p \cdot \Delta T \quad \text{Ecuación 2.1}$$



De este modo, se necesitará una masa de aire del orden de 4 veces la del agua, para intercambiar la misma cantidad de calor con un mismo salto de temperaturas.

Por esta razón la refrigeración con aire, tan sólo se suele usar para cargas térmicas menores a 1MW, ya que para disipar grandes cantidades de calor usando aire, es necesario mover altos gastos máscicos, lo que implica disponer de grandes equipos que muevan el aire, los cuales ocupan gran espacio además de ocasionar elevados consumos eléctricos y altos niveles de ruido.

2.1.2 INCONVENIENTES DE LA REFRIGERACIÓN CON AGUA

A pesar de las ventajas que supone la refrigeración con agua, también existen inconvenientes en su uso. Por esta razón existen varios ejemplos en los que centrales de gran potencia usan aire para refrigerar. A continuación se muestran algunos ejemplos:

Combined Cycle Power Plants



Turano Lodigiano Italy
800 MW



Alba Bahrain
820 MW

Concentrated Solar Power Plants



Hassi R'Mell Algeria
150 MW



Ain Beni Mathar Morocco
470 MW

Coal Fired Power Plants — Air-Cooled Condenser System



Zhenglan China
2 x 600 MW



Wuxiang China
2 x 600 MW

Figura 2.1 Ejemplos centrales refrigeradas con aire. Fuente: SPX

La mayoría de los inconvenientes del uso de agua se recogen en los elevados costes de mantenimiento que esta tecnología necesita.

El agua en mayor o menor medida siempre contiene sólidos disueltos, sólidos en suspensión y gases disueltos. Por ello, los equipos en contacto con el agua sufren de incrustaciones y ensuciamiento lo que implica que con el paso del tiempo se reduzca el coeficiente de transferencia de calor y aumente la pérdida de carga en los conductos.

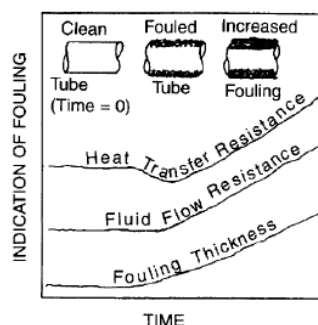


Figura 2.2 Influencia suciedad en conductos. Fuente: Apuntes Sistemas Térmicos.



Para evitar la pérdida de rendimiento, son necesarias constantes operaciones de mantenimiento. Estas además de ocasionar un coste directo (contratar un equipo de limpieza, productos, etc) ocasionan pérdidas al tener que parar la central para que estas labores de limpieza puedan llevarse a cabo.

Además, el agua ocasiona problemas de corrosión, con lo que los materiales escogidos para los equipos en contacto con el agua tendrán que ser resistentes a la corrosión y por ende serán más caros.

Asimismo parámetros como la temperatura o la velocidad a la que circula el agua, han de ser controlados en todo momento para que la corrosión y el ensuciamiento se mantengan dentro de los valores esperados.



Figura 2.3 Ejemplo de ensuciamiento (izq.) y corrosión (der.) en conductos. Fuente: Apuntes Sistemas Térmicos

Una velocidad muy alta implicará una erosión muy alta lo que reduciría la vida de los equipos. Por otro lado, si el fluido circula con una velocidad por debajo de lo normal los problemas de ensuciamiento se harán muy grandes.

Para el agua, la velocidad mínima suele ser de 1m/s. Existen tablas, donde dependiendo del material, se fijan los valores máximos de velocidad que eviten estos problemas de corrosión.

Material	Velocidad (V_w)
Acero suave	3 m/s
Inox.	4.5 m/s
Aluminio	1.8 m/s
Cobre	1.8 m/s
90-10 Cuproniquel	3 m/s
70-30 Cuproniquel	4.5 m/s
Titanio	15 m/s

Tabla 2.2 Velocidades máximas en conductos

Otro de los inconvenientes de la refrigeración con agua, es la proliferación de materia orgánica que puede ocasionar problemas como la Legionela. (Sobre este tema se profundizará en el capítulo 6 donde se exponga el impacto ambiental que tienen las torres de refrigeración).

Pero sin duda, la principal desventaja de la refrigeración con agua es precisamente la necesidad de disponer de una fuente de agua un precio accesible. A continuación se muestra



una tabla obtenida de Iberdrola que muestra el consumo medio de agua que requiere una central dividida entre la producción global de electricidad que genera.

	2012	2011	2010	2009	2008	2007
Uso Agua(s) (hm ³)	93,90	90,05	99,04	102,1	97,93	83,95
Uso Agua/producción global(m ³)/GWh	699	620	645	715	693	675

Tabla 2.3 Uso de agua en refrigeración

*En el próximo apartado, donde se detalle el funcionamiento de una torre húmeda, se detallará el consumo de agua que tiene una torre de refrigeración húmeda.

Esta necesidad de disponer de una fuente de agua, hace especialmente complicado la implementación de torres húmedas en centrales termosolares que generalmente se emplazan en zonas desérticas. Por ello surge la necesidad de estudiar alternativas como la refrigeración con aire o una solución intermedia, de la que se hablará más adelante, y que consiste en refrigerar en parte con agua y en parte con aire, conocida como refrigeración híbrida.

2.2 TORRES DE REFRIGERACIÓN HÚMEDA

Antes de proceder a la explicación de cómo se ha diseñado la torre húmeda (capítulo 4), se van a explicar brevemente los distintos tipos de torres de refrigeración húmeda que hay, las distintas configuraciones que pueden adoptar y por último se van a repasar uno a uno los distintos elementos que la componen y los materiales utilizados en los mismos.

2.2.1 TIPOS DE TORRES

Dependiendo de cuál sea el medio que utiliza la torre para inducir el aire que pasa a través de ella, las torres se pueden clasificar en:

2.2.1.1 Tiro Natural

Este tipo de torres aprovecha la existencia de un punto caliente en la zona inferior para inducir el movimiento ascendente del aire por la torre. Además según aumenta la cota en altura (z), la temperatura y presión del aire se ven afectadas del siguiente modo:

$$T = z \cdot \left(T_0 - 0.00975 \frac{K}{m} \right) \quad \text{Ecuación 2.2}$$

$$p = p_0 \cdot \left(1 - \frac{0.00975 \cdot z}{T_0} \right)^{3.5} \quad \text{Ecuación 2.3}$$



Con lo que incrementos en la altura de 100m, con una presión atmosférica normal (101.000Pa) induce incrementos de presión del orden de 1000Pa.

En el diseño geométrico de la torre se tienen en cuenta diversos factores que contribuyen a mejorar el tiro de la torre. Por ello este tipo de torres tienen forma de chimenea y se construyen con alturas que pueden llegar hasta los 200m.

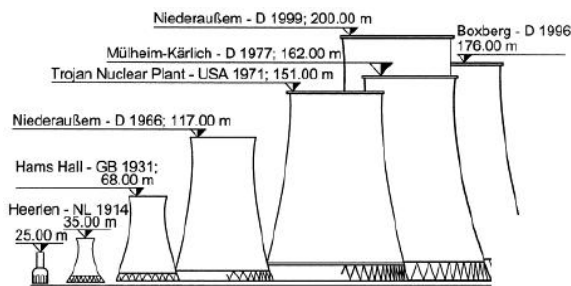


Figura 2.4 Atura torres refrigeración tiro natural. Fuente: Google Images.

La instalación de este tipo de torres suele ser común en centrales térmicas grandes o centrales nucleares, donde es necesario refrigerar grandes caudales de agua.

Tienen la ventaja de no necesitar un equipo de impulsión para el aire y por lo tanto tienen bajos costes de operación y mantenimiento, además no se tienen problemas derivados de este tipo de equipos tales como la generación de ruido.

Por otro lado, los costes iniciales de obra civil en los que incurren este tipo de torres son bastante elevados. Además se necesita de una mayor cantidad de terreno libre a su alrededor, ya que la entrada de aire no puede encontrar obstáculos. Otro de los inconvenientes de este modelo de torres, es la dependencia que ésta tiene de las condiciones ambientales, teniendo un peor funcionamiento en climas secos, donde su tiro se ve reducido.

2.2.1.2 Tiro Mecánico

Se denominan torres de tiro mecánico a aquellas que inducen el movimiento del aire a través de ellas mediante el uso de un ventilador o equipo de impulsión. Según la localización de dicho equipo de impulsión, se pueden dividir en 2 subgrupos.

a) Movimiento Forzado

El equipo de impulsión se encuentra en la zona inferior de la torre. El esquema general de este tipo de torres es el siguiente:

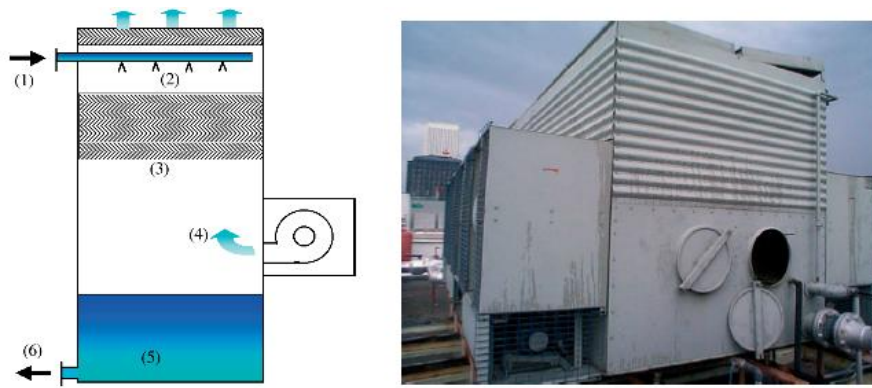


Figura 2.5 Esquema (izq.) y ejemplo (der.) de torre de refrigeración de tiro forzado. Fuente: IDAE

Una de las principales ventajas de este modelo, es que el ventilador (generalmente centrífugo) mueve aire seco frío a diferencia de lo que ocurre en las torres de tiro inducido, que como se explicará a continuación, lo hacen con aire húmedo y caliente. Además, situar el ventilador en la zona inferior, facilita la accesibilidad al mismo en las operaciones de mantenimiento.

Sin embargo, este tipo de configuración limita el tamaño de ventilador, haciendo necesario el uso de varios ventiladores de pequeño diámetro, implicando un mayor consumo eléctrico.

b) Movimiento Inducido

Este tipo de torres presentan el equipo de impulsión en la zona superior de la torre. Se suelen utilizar ventiladores axiales que generan una depresión para sacar y renovar el aire de la torre. A continuación se muestra un esquema general de este tipo de torres:



Figura 2.6 Esquema (izq.) y ejemplo (der.) de torre de refrigeración de tiro inducido. Fuente: IDAE

Las principales ventajas de este tipo de torres, son la posibilidad de instalar ventiladores más grandes que generan menos ruido y son más eficientes que los usados en torres de tiro forzado y la necesidad de menos espacio ya que ocupan menos que las anteriores. Sin embargo, debido a la situación del ventilador, las operaciones de mantenimiento resultan más complejas.

2.2.1.3 Clasificación según la dirección de los fluidos

Otra manera de clasificar las torres de refrigeración húmedas, es atendiendo a el modo en el que el fluido a refrigerar y el aire atraviesan la torre. De este modo se tiene

- Flujo en contracorriente: Ambos fluidos recorren la misma área de forma vertical.
- Flujo cruzado: Mientras que el agua recorre la zona de intercambio de la torre en forma vertical, el aire lo hace de forma horizontal, pudiendo atravesar áreas distintas.

Los siguientes esquemas, muestran a modo de resumen, las distintas configuraciones que se pueden presentar en las torres húmedas de tiro mecánico.

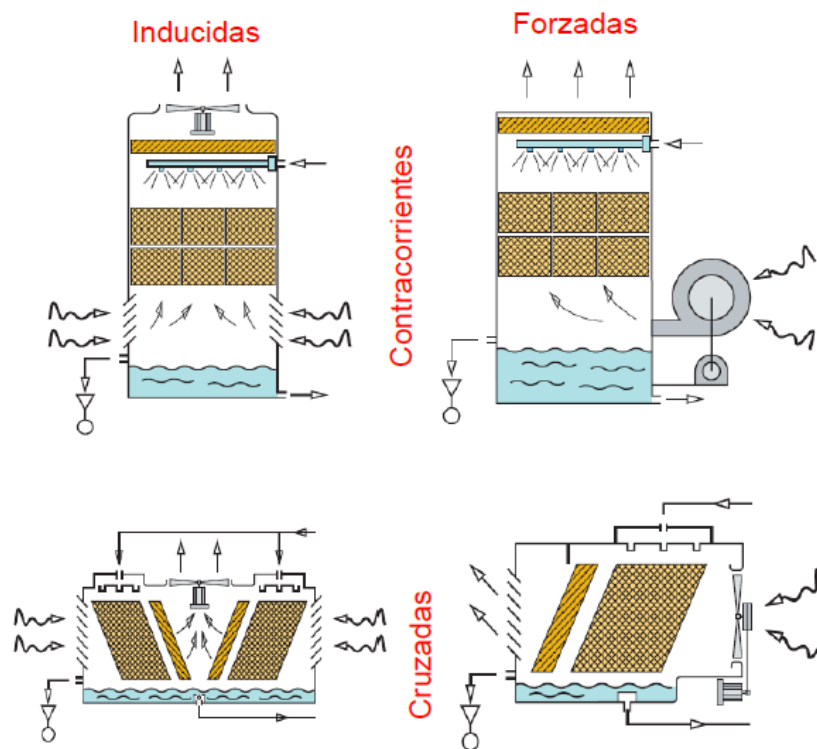


Figura 2.7 Clasificación torres de tiro mecánico. Fuente: IDAE

Las torres de tiro natural, también pueden funcionar con cualquiera de las dos configuraciones. A continuación se muestran dos ejemplos de torres de tiro natural, donde una de ella trabaja con flujo en contracorriente, mientras que la otra lo hace con flujo cruzado.



Figura 2.8 Ejemplo torres de tiro natural con flujo en contracorriente (izq.) y cruzada (der.). Fuente: Google Images

2.2.2 COMPONENTES Y MATERIALES

El esquema siguiente, muestra los elementos básicos que componen una torre de refrigeración. En general, estos dispositivos se encuentran en cualquiera de los tipos de torres expuestos anteriormente, aunque puede haber excepciones.

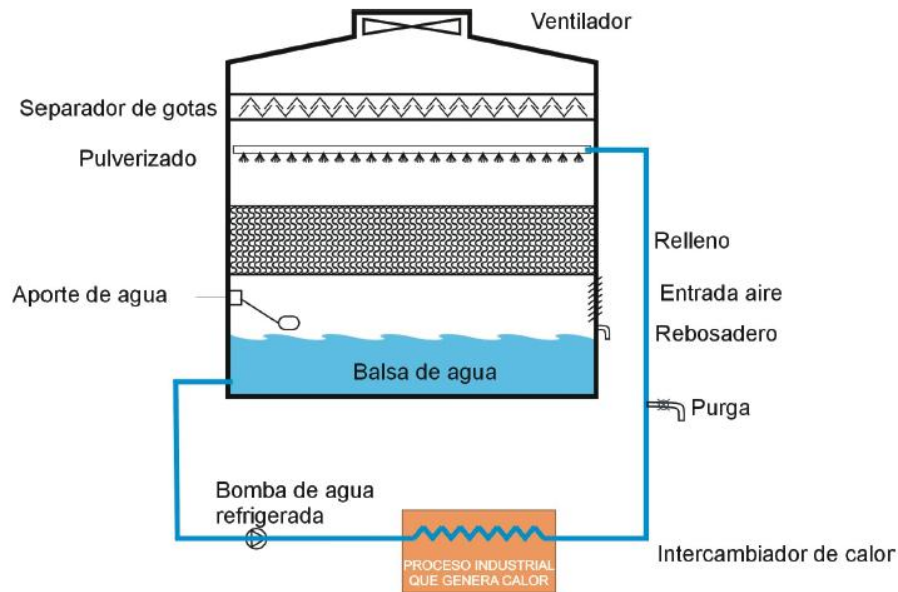


Figura 2.9 Componentes torres de refrigeración húmeda y circuito de refrigeración. Fuente: IDAE

Además, se adjunta una tabla con los diferentes tipos de materiales que se pueden encontrar en dichos componentes. En ella se detallan las ventajas e inconvenientes que presentan cada uno de ellos y sus usos típicos.

	VENTAJAS	INCONVENIENTES	USOS
Cobre	Instalación sencilla. Admite desinfección térmica y por cloro y peróxidos. Limita la formación de biocapa por la acción bactericida de contacto.	Es difícil encontrar materiales normalizados para dimensiones grandes. Posibilidad de corrosión por "erosión/cavitación" en tubos recalentados mucho tiempo.	Tuberías. Soportes. Válvulas. Boyas. No muy usado en torres y condensadores.
Acero inoxidable AISI 316L	Adaptado a aguas corrosivas y agresivas. Soporta la desinfección química (mejor con peróxidos).	Coste muy elevado. Instalación difícil, solo personal altamente cualificado. La instalación se debe pasivar. Los productos de corrosión favorecen el crecimiento microbiano.	Tuberías. Soportes. Válvulas. No muy usado en torres y condensadores.



Acero galvanizado	Instalación sencilla. Disponibilidad de grandes diámetros.	Puede producirse degradación acelerada a partir de 60 °C, en función de la composición química del agua (Ver norma UNE 112-076 Prevención de la corrosión en circuitos de agua). Pérdidas de carga muy importantes en la red cuando se produce corrosión o depósitos calcáreos en el interior. La presencia de iones cobre en el agua favorece la corrosión galvánica. La desinfección química es poco eficaz en canalizaciones corroídas. Los productos de corrosión favorecen el crecimiento microbiano.	Tuberías. Soportes. Válvulas. Boyas. Carcasas de la torre. Relleno. Separadores de gotas. Uso habitual en torres y condensadores.
Titanio	Alta resistencia a la corrosión. Soporta la desinfección química. Buenas propiedades de intercambio térmico.	Coste muy elevado. Instalación difícil, solo personal altamente cualificado.	Tubos intercambiadores en equipos de usos especiales (Centrales térmicas, grandes instalaciones, etc.).
Polibutíleno (PB) y polipropileno (PP)	Admite bien las aguas corrosivas. Soporta la desinfección térmica y química (cloro y peróxidos). No se fragiliza, permite su limpieza.	Coste elevado. No produce llama pero si humos. No es autotextinguible.	Tuberías. Relleno. Separadores de gotas. Uso habitual en torres y condensadores.
Polivinil-Cloruro (PVC)	Admite bien las aguas corrosivas. Material muy resistente. Material autoextinguible. Soporta la desinfección química (cloro y peróxidos).	Coste medio. Puede ser poco resistente al calor (> 60 °C) pero esto no es un inconveniente en los usos relativos a torres de refrigeración. Aceptable para su uso en torres de refrigeración. Produce gases tóxicos si se quema. Su eliminación inadecuada puede perjudicar el medioambiente.	Tuberías. Relleno. Separadores de gotas. Uso habitual en torres y condensadores.
Polietileno (PE) y Polietileno de alta densidad (PEHD)	Admiten bien las aguas corrosivas. Soportan la desinfección química (cloro y peróxidos) especialmente el de alta densidad. Muy fácil instalación.	Coste medio. Puede ser poco resistente al calor pero esto no es un inconveniente en los usos relativos a torres de refrigeración.	Tuberías. Relleno. Separadores de gotas. Carcasas. Uso habitual en torres y condensadores. Poco usado en España.
Poliéster reforzado con fibra de vidrio (PRFV)	Admiten bien las aguas corrosivas. Resistentes. Soporta la desinfección química (cloro y peróxidos.)	Coste medio. Puede tener problemas de resistencia al calor (> 90 °C) pero esto no es un inconveniente en los usos relativos a torres de refrigeración.	Tuberías. Relleno. Separadores de gotas. Carcasas. Uso habitual en torres y condensadores.

Tabla 2.4 Materiales usados en torres de refrigeración. Fuente: IDAE

2.2.2.1 Estructura y Soportes.

Se encarga de sostener y salvaguardar todos los componentes que se alojan en su interior. Dependiendo del tamaño de la torre y de las condiciones atmosféricas que tenga que soportar se emplean unos materiales u otros. En el caso de torres de tiro natural, se emplea fundamentalmente hormigón, mientras que en torres de menor tamaño se pueden emplear materiales plásticos reforzados como PRFV, PE o PEHD. También se puede emplear acero galvanizado, no obstante este material puede presentar problemas de corrosión (especialmente si está en contacto con cobre) que puede favorecer el crecimiento microbiano.

Por último, y aunque la normativa no lo recomienda, también es posible encontrar estructuras de madera (especialmente en EEUU), la cual ha sido tratada químicamente para así tener una vida de uso mayor.

Desde el punto de vista del aire que entra en la torre, los soportes representan una pérdida de carga, ya que entorpecen la entrada de aire. Esta pérdida de carga, se expresa a través de una constante de pérdidas K y que al igual que el resto de constantes del resto de componentes ha sido extraída del libro *Air-Cooled Heat Exchangers and cooling towers* de Detlev G. Kröger.

2.2.2.2 Distribuidores de agua

El agua caliente que entra en la torre, se distribuye en pequeñas gotas en la zona alta de la torre. Con esto se consigue aumentar el área de contacto entre el aire y el agua y de ese modo, se logra un mayor intercambio de calor.

En torres de gran tamaño y generalmente de flujo cruzado, donde el agua recorre distancias suficientes como para intercambiar calor con el aire, se emplean distribuidores de gravedad. Su principal ventaja es la reducción de los costes de operación en el equipo de bombeo.

En torres de tiro mecánico y flujo en contracorriente, la correcta distribución del agua es esencial. Por ello se emplean distribuidores presurizados (0.5-1.5 bar) para conseguir gotas más pequeñas.



Figura 2.10 Distribuidores de gravedad (izq.) y presurizados (der.). Fuente: Apuntes Sistemas Térmicos

2.2.2.3 Relleno o Empaquetamiento. Tipos de relleno

Su misión principal es favorecer el intercambio de calor en la torre. Esto lo consigue renovando la superficie de intercambio y aumentando el tiempo de residencia del agua en la torre.

A la hora de seleccionar un empaquetamiento, ha de tenerse en cuenta que empaquetamientos muy densos que aumentan mucho el tiempo de residencia introducen también una pérdida de carga muy grande que tendrá que ser aportada por el equipo de impulsión del aire. Por ello, ha de buscarse una solución de compromiso entre el calor que se consigue intercambiar y la pérdida de carga que introduce.



Los materiales empleados en los empaquetamientos, al igual que ocurría con la estructura de la torre, pueden variar dependiendo del fabricante y de las condiciones de operación.

En general se utilizan materiales plásticos tales como el polietileno o el PVC. Estos materiales son de gran rigidez y ligereza. Además se pueden fabricar con distintas formas y no presentan problemas de corrosión.

Cuando se requiere una elevada relación entre el área de contacto y el volumen, se suelen emplear materiales metálicos como el aluminio, o acero inox. Estos materiales presentan las desventajas de un coste mucho más elevado y de ser más pesados.

Del mismo modo que en los soportes, el uso de la madera para fabricar empaquetamientos está prohibido por la normativa por motivos bacteriológicos, sin embargo, durante muchos años ha sido el material utilizado.

Existen diferentes tipos de empaquetamientos:

a) Rellenos de Goteo

Este tipo de empaquetamientos busca la formación de pequeñas gotas. Esto se consigue mediante la colocación de una serie de listones sobre los que el agua cae en cascada. El agua se va fraccionando poco a poco según va descendiendo piso a piso.

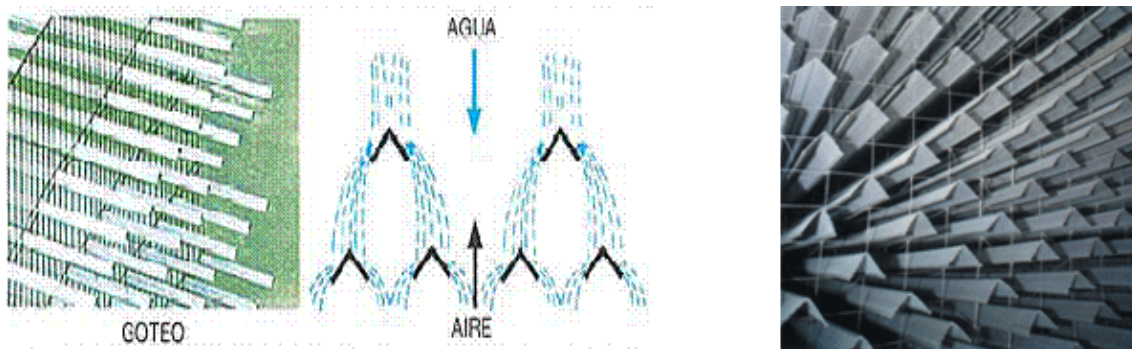


Figura 2.11 Empaquetamientos de goteo. Fuente: Google Images

La principal desventaja de este tipo de empaquetamientos es elevada cantidad de gotas que se pueden ver arrastradas por el aire. Este motivo hace esencial la implementación de un eliminador de gotas.

b) Rellenos laminares o de película.

El objetivo de este tipo de empaquetamientos es lograr una capa delgada de agua de espesor constante. Para lograr esta película fina, los materiales empleados deben tener una buena adherencia que permita que su superficie se moje de manera uniforme.

La principal ventaja respecto a los sistemas de goteo, es la menor cantidad de agua que se ve arrastrada por el aire. Esto permite que éste se pueda mover a mayor velocidad y por tanto que se intercambie mayor cantidad de calor. Además son empaquetamientos más compactos, lo que reduce el tamaño de la torre, aunque introduce una pérdida de carga en el aire mayor.

Como desventaja se tiene que esta geometría dificulta las operaciones de mantenimiento y de eliminación de la suciedad acumulada.

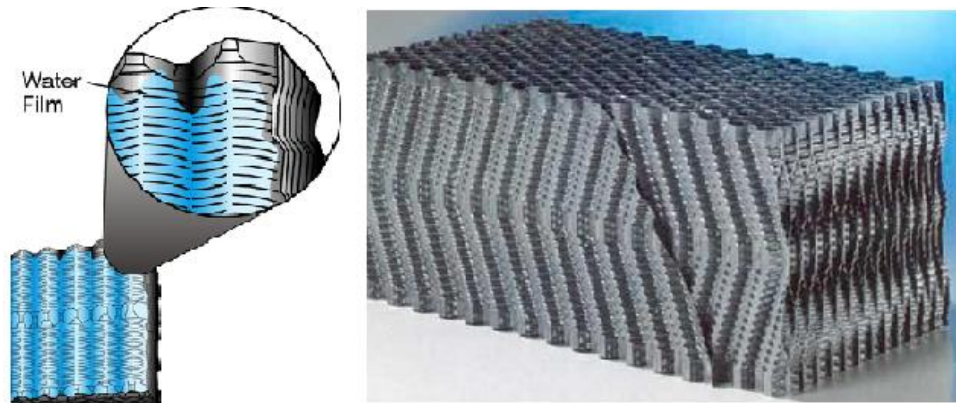


Figura 2.12 Empaquetamientos de película. Fuente: Google Images

c) Rellenos Mixtos

Aúnan propiedades de los modelos descritos anteriormente, combinando la generación de gotas con la formación de películas de agua en algunas zonas.

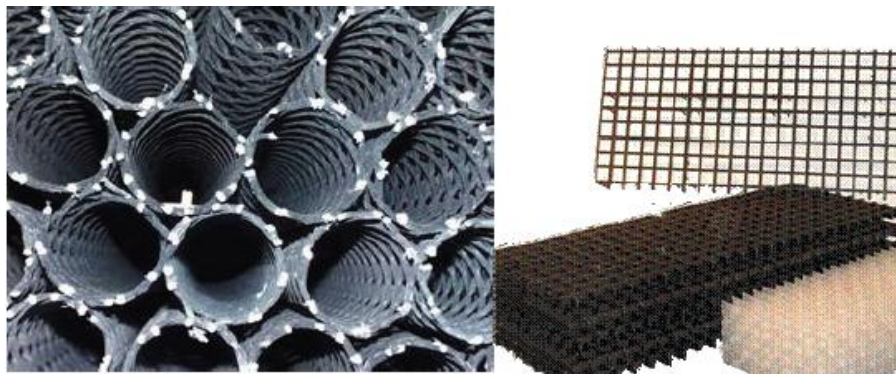


Figura 2.13 Empaquetamientos mixtos. Fuente: Google Images

2.2.2.4 Eliminador de Gotas

Las torres de refrigeración representan un gran riesgo de formación de Legionela. Esta fundamentalmente se puede transmitir a través de las gotas que se pueden ver arrastradas por el aire. La misión del eliminador de gotas, es reducir el número de estas y de ese modo cumplir la normativa vigente. Según el RD 865/2003 el porcentaje de masa de agua en el arrastre puede ser como máximo de un 0.05%.

En torres de tiro natural, donde las alturas que alcanzan las torres son muy grandes, este problema se reduce llegando en ocasiones a no necesitar la instalación de este dispositivo.

A continuación se muestra un ejemplo típico de eliminador de gotas:



Figura 2.13 Eliminador de gotas. Fuente: Google Images

2.2.3 APOORTE DE AGUA: CONSUMO DE AGUA

Es necesario disponer de sistemas de reposición de agua, para de ese modo mantener constante el caudal de agua que circula por el circuito de refrigeración. Esta agua de reposición, compensa las pérdidas que se producen durante el funcionamiento de la torre por alguna de las siguientes vías:

-Evaporación: El aire a su paso por la torre se va cargando de humedad y a su salida se lleva parte del agua del circuito. La cantidad de agua que se pierde por evaporación, es proporcional al Rango de la torre y se calcula del siguiente modo:

$$\dot{m}_{evap} = m_w \cdot E \quad \text{Ecuación 2.4}$$

Donde:

$$E = \frac{Cp_w Rango}{i_{fgo}} \quad \text{Ecuación 2.5}$$

-Arrastre: A pesar del eliminador de gotas, el aire puede arrastrar algunas gotas. La cantidad de agua que se pierde debido a este mecanismo no es relevante desde el punto de vista del circuito, sin embargo, como se ha dicho, ha de mantenerse por debajo del límite establecido.

-Purga: Como se ha explicado, hay un porcentaje de agua que se evapora a su paso por la torre. Esta evaporación provoca que el agua que queda se vaya cargando de minerales y sólidos en suspensión. Para evitar tener problemas de ensuciamientos, es necesario realizar purgas, es decir, extraer agua de la torre y reponerla con agua nueva.

La cantidad de agua que ha de purgarse, es proporcional al número de ciclos de concentración. Estos dependen de la calidad del agua de aporte y de las propiedades de los materiales de la torre. La manera de calcularlos es la siguiente:

$$CC = \frac{N^{\circ} \text{ sólidos disueltos en agua de recirculación}}{N^{\circ} \text{ sólidos disueltos en agua de aporte}} \quad \text{Ecuación 2.6}$$

A efectos del cálculo, se tomará el valor que resulte más crítico.

Los valores del nº de sólidos en suspensión tanto en el agua de aporte como en el agua de la torre dependerán de parámetros como los valores recomendados del fabricante para asegurar la vida de los materiales o de los valores que exija la normativa vigente en el caso de que el agua de purga se vierta directamente a la fuente de donde se tomó.

A continuación se muestra los requisitos que han de cumplir estos vertidos.

VERTIDO (PARÁMETROS). IBERDROLA ESPAÑA

PARÁMETROS	pH	SÓLIDOS EN SUSPENSIÓN (t)	DQO (t)	N _{TOTAL} (t)	P _{TOTAL} (t)
VERTIDO INSTALACIÓN	7,89	877,6	1265,3	11,5	8,6

Los datos corresponden a los efluentes de las depuradoras de los ciclos combinados, las centrales térmicas de España, la central Nuclear de Cofrentes y las cogeneraciones de EnergyWorks en las que nos corresponde depurar el agua. Se expresan en (t) teniendo en cuenta el efluente depurado (m³/año) y la concentración (kg/m³) de cada parámetro.

Tabla 2.5 Limitación parámetros vertidos agua refrigeración. Fuente: Iberdrola

Una vez calculados los ciclos de concentración, la masa de agua que ha de purgarse es:

$$\dot{m}_{purga} = \dot{m}_w \cdot \frac{E}{Cc-1} \quad \text{Ecuación 2.7}$$

Con todas las pérdidas calculadas, se puede conocer la cantidad de agua que ha de reponerse:

$$\dot{m}_{reposición} = \dot{m}_{evap} + \dot{m}_{arras} + \dot{m}_{purga} \quad \text{Ecuación 2.8}$$

La siguiente imagen muestra esquemáticamente lo aquí explicado:

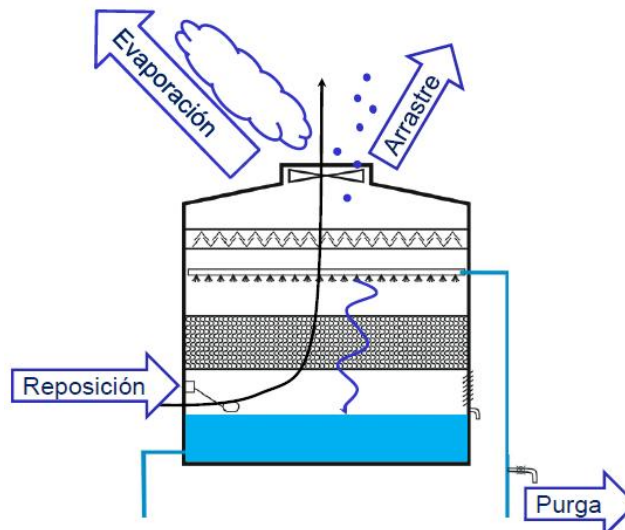


Figura 2.14 Balance de agua en torres de refrigeración. Fuente: IDAE

2.3 TORRES DE REFRIGERACIÓN SECA/AEROCONDENSADORES

Típicamente se han utilizado torres húmedas para refrigerar grandes centrales térmicas. Sin embargo, como se ha venido explicando, el uso de agua puede suponer un coste muy elevado en localidades donde es un bien escaso. Por ello es necesario realizar estudios previos para establecer el tipo de refrigeración más conveniente.

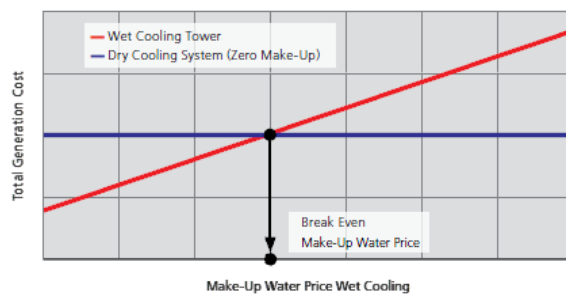


Figura 2.15 Ejemplo análisis costes sistemas refrigeración. Fuente: GEA Heat Exchangers

2.3.1 INTRODUCCIÓN

Al igual que las tecnologías anteriores, la refrigeración con aire presenta una serie de ventajas e inconvenientes que deberán ser evaluados a la hora de escoger el tipo de sistema de refrigeración para la central.

La principal ventaja del *Dry Cooling* como se ha dicho, es no necesitar agua para la condensación. Con ello desaparecen dificultades derivadas de su uso, como son problemas bacteriológicos como la *Legionella*, de corrosión o cúmulo de incrustaciones en tuberías, y cumplimiento de normativas de ahorro de agua y vertidos de esta al mar. Además, el no necesitar una fuente de agua, da mayor libertad a la hora de establecer la localización de la central, y reduce los tiempos para conseguir los permisos y con ello la puesta en marcha de la central.

Sin embargo, mover grandes cantidades de aire supone un elevado coste de operación, que además se suma a los elevados costes de inversión en terreno debido a la gran cantidad de espacio que requieren estos aerocondensadores. En zonas donde el espacio no es un problema (zonas aisladas de núcleos urbanos o desiertos) esto no es un gran inconveniente, pero sí que lo es en zonas donde el precio del m² de terreno sea elevado. Para ver hasta qué punto esto puede ser un problema, se muestra la siguiente imagen del aerocondensador de la central de Matimba (Sudáfrica) de 6x650 MWe (Izquierda) y de Medupi de 6x790MWe (Derecha)



Figura 2.16 Aerocondensadores centrales Matimba (izq.) y Medupi (der.) en Sudáfrica. Fuente: GEA Heat Exchangers

El espacio que está previsto que ocupe el equipo de condensación en la central de Medupi (Sudáfrica) es el equivalente a 10 campos de fútbol, es decir, unas 6 hectáreas.

2.3.2 TIPOS DE AEROCONDENSADORES

La refrigeración con aire también puede hacerse mediante tiro mecánico o tiro natural. Este último consiste en introducir los intercambiadores dentro de una torre, cuya estructura es similar a las usadas en la refrigeración húmeda, para que el aire se mueva de forma natural sin necesidad de usar ventiladores.

Lo más común es encontrar aerocondensadores de tiro mecánico forzado, sin embargo, también se pueden encontrar inducidos. En cuanto al modo en el que se cruzan los flujos de aire y vapor siempre estarán en flujo cruzado.

Los aerocondensadores no sólo se usan en la refrigeración de centrales, sino que también están presentes en otros campos de la industria tales como la industria química y petroquímica o en pequeñas centrales de cogeneración y en menor tamaño, se pueden usar para refrigerar motores y compresores como es el caso del radiador del coche.

Para enfriar fluidos en estas aplicaciones, se utilizan sistemas AFC (Direct Dry Cooling) como los mostrados en las siguientes imágenes



Figura 2.18 Esquemas sistema refrigeración con aire AFC. Fuente: GEA Heat Exchangers

Sin embargo, para condensar el vapor de las turbinas en centrales térmicas, se utilizan sistemas ACC (Direct Cooling)

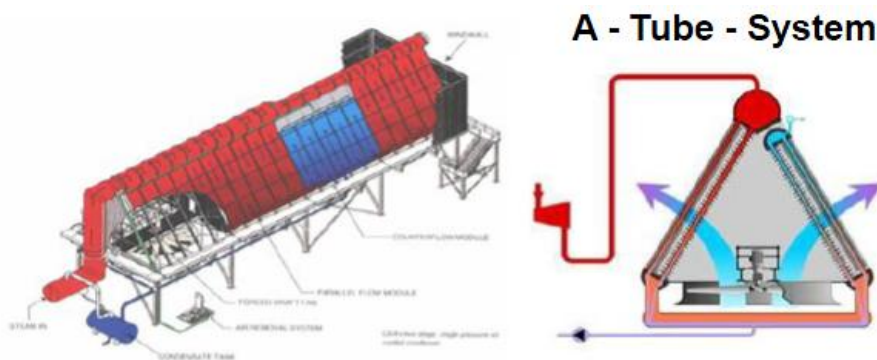


Figura 2.19 Esquemas sistemas de refrigeración con aire ACC. Fuente: SPX

En ellos, el vapor a condensar circula por un conducto de gran diámetro y desde él se distribuye a otros más pequeños y aleteados entre los cuales circula el aire impulsado por el ventilador. Estos sistemas, unen el condensador y el equipo de refrigeración en un solo equipo.

Pueden unirse varias celdas, para de este modo formar un módulo y así disponer de una superficie de intercambio mayor.



1968 / UTRILLAS POWER PLANT - SPAIN / AIR COOLED CONDENSER for SIEMENS / UTSA

Figura 2.20 Ejemplo módulo de aerocondensadores ACC. Fuente: GEA Heat Exchangers

2.3.3 COMPONENTES Y MATERIALES

En comparación con los sistemas de refrigeración húmeda, los aerocondensadores presentan una configuración más sencilla, ya que en definitiva están formados en una matriz de tubos aleteados. A continuación se muestra un esquema con los componentes principales de un sistema ACC.

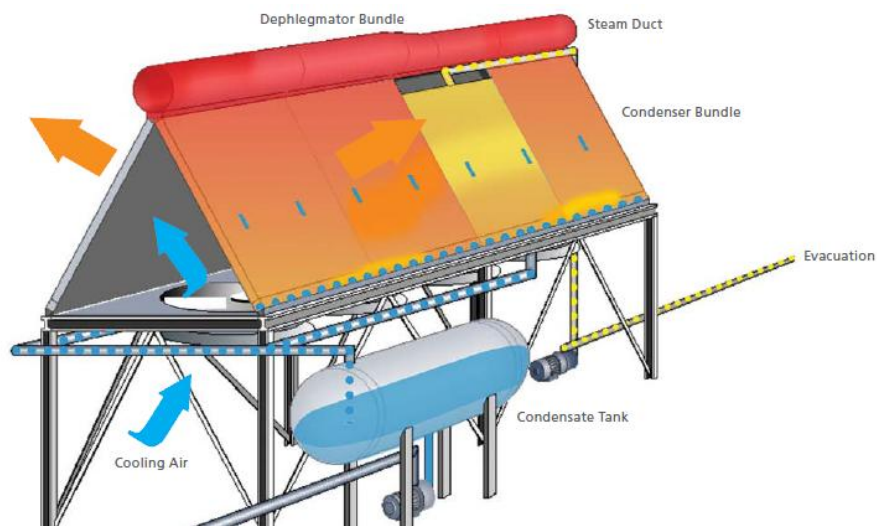


Figura 2.21 Componentes sistema ACC. Fuente SPX

Un ACC está formado por células de tubos delgados dispuestas en filas paralelas. Estos tubos de acero, son altamente resistentes a la corrosión, con periodos de vida del orden de 30 años y capaces de resistir presiones de hasta 300bar. Disponen de aletas, generalmente de aluminio, que aumentan el área de intercambio y de este modo maximizan la disipación de calor.

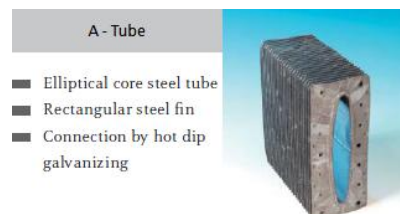


Figura 2.22 Tubo aleteado de aerocondensador. Fuente: GEA Heat Exchangers

El conducto a través del cual entra el vapor en el aero y desde el cual se distribuye entre las matrices de tubos pequeños, se diseña de modo que la pérdida de carga que sufre el vapor a



través de él sea la menor posible y de este modo reducir el coste de bombeo. El diámetro máximo que se suele usar es de 8m, siendo de 5m los más utilizados.



Figura 2.23 Conducto de distribución de vapor. Fuente: GEA Heat Exchangers

La estructura que soporta el equipo también ha de diseñarse teniendo en cuenta que oponga la menor resistencia a la entrada de aire posible, pero sobre todo reduciendo la cantidad de material y de ese modo los costes de la obra. Un ejemplo de estructura, es la usada por la compañía GEA:



Bionic design
Waste to energy power plant (Herten, Germany)

Figura 2.24 Estructura y ventilador de aerocondensador. Fuente: GEA Heat Exchangers

En la figura superior, también se puede observar un ejemplo del tipo de ventiladores usados. Estos, al igual que en las torres húmedas, son ventiladores axiales que dependiendo del diámetro tendrán entre 6-8 palas. La diferencia fundamental, es que trabajan con aire seco con lo que el funcionamiento es mejor.

Por último, será necesario disponer de un tanque de almacenamiento del vapor condensado para compensar las variaciones en la carga que puedan existir en periodos transitorios.

2.4 TORRES DE REFRIGERACIÓN HÍBRIDA

Las torres de refrigeración híbridas unen aspectos de la refrigeración seca y húmeda. Poseen una zona de intercambio directo entre el aire y el agua típica de las torres húmedas y otra zona de intercambio indirecto típica de la refrigeración con aire.

Existen diversas configuraciones dependiendo de las condiciones de operación y del uso que se les vaya a dar. En apartados siguientes se citarán algunas de estas disposiciones y las ventajas e inconvenientes que pueden ocasionar este tipo de torres.

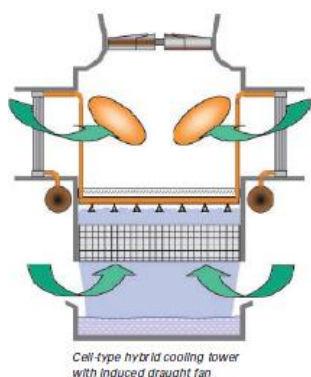


Figura 2.25 Esquema y ejemplo de torres de refrigeración híbrida. Fuente: Google Images

2.4.1 VENTAJAS/INCONVENIENTES

La principal desventaja es que el coste inicial es mayor que el de ambas tecnologías por separado. Además su funcionamiento es más complejo, ya que dependiendo de los objetivos que se busquen (ahorro de agua, ahorro costes de impulsión, etc.) se operará con una configuración diferente.

No obstante, su utilización presenta varias ventajas:

En primer lugar, se pueden alcanzar ahorros en el consumo de agua de hasta el 80% respecto a la refrigeración húmeda. Este hecho está haciendo que esté creciendo su implementación en zonas donde el agua es un bien escaso.

En segundo lugar, puesto que se dispone de dos modos de enfriamiento, la flexibilidad de operación es mayor. Generalmente este tipo de torres funcionan en modo seco siempre que las condiciones ambientales lo permitan. Cuando la temperatura del aire exterior es demasiado alta, se recurre al modo húmedo donde el límite hasta el que se puede enfriar el agua se reduce hasta la temperatura de bulbo húmedo.

Además, en estados en los que el precio al que se paga la electricidad no es un valor constante, sino que depende de la hora en la que se produzca, disponer de este tipo de torres y de su flexibilidad, supone una gran ventaja. En los periodos “valle”, se puede reducir la carga de la central y refrigerar únicamente con la zona seca, mientras que los periodos “cresta” se podrá aumentar la carga de la central y hacer uso de la zona húmeda de la torre.

Otra ventaja, es la eliminación del penacho que típicamente sale de la torres. A pesar de que el penacho está constituido básicamente de vapor de agua, la imagen del humo blanco saliendo de las torres puede resultar poco agradable a la vista, principalmente en centrales en las que existen núcleos urbanos próximos a la central. La emisión de este vapor de agua es inevitable, sin embargo, sí es posible evitar que el penacho sea visible. Para ello se puede recurrir a dos técnicas:

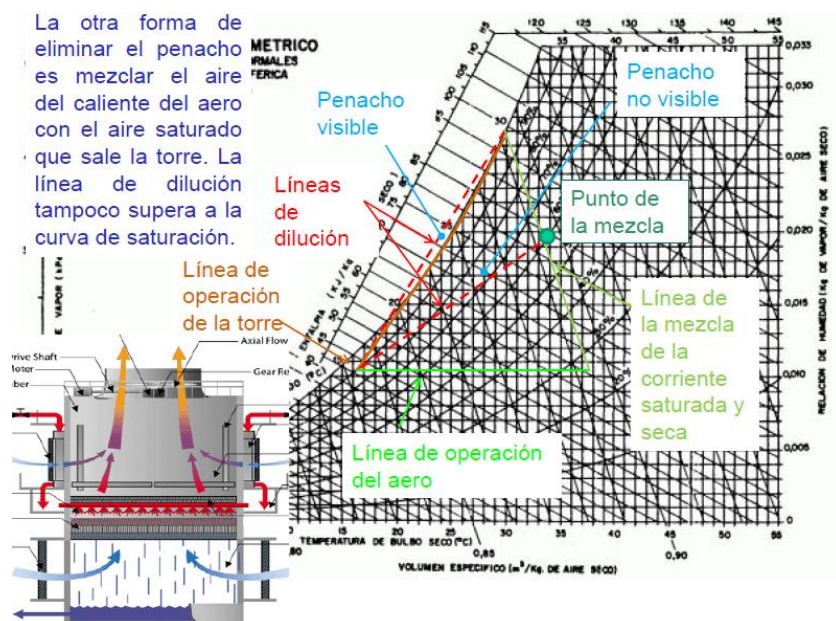
-Aire en serie

Consiste en introducir el aire exterior en la torre únicamente por la zona inferior. De este modo, el aire recorre primera la zona húmeda de la torre saliendo de esta en condiciones de saturación (en estas condiciones el penacho sí sería visible). Antes de salir de la torre, el aire intercambia calor con el vapor de agua procedente del condensador, consiguiendo que este se caliente y de este modo salga de la torre lejos de la línea de dilución (100% humedad).



-Aire en paralelo

La otra técnica, consiste en hacer circular el aire en paralelo, es decir, entra aire tanto por la zona húmeda como por la zona seca. Ambas corrientes se mezclan a la salida permitiendo que el aire salga con una humedad relativa menor del 100% y de este modo el penacho no pueda ser visto.



2.4.2 TIPOS DE TORRES

Como se ha visto, la entrada del aire en la torre puede hacerse en serie o en paralelo dependiendo del fabricante y de las condiciones de operación del equipo. Sin embargo no es ésta la única distinción que puede haber. Al igual que ocurría con las torres húmedas, podemos encontrar torres con flujos contrapuestos o cruzados y equipos de impulsión que fuercen o induzcan la entrada del aire en la torre.

Este abanico de posibilidades no dificulta el cálculo de la torre, ya que en definitiva sigue siendo igual que calcular una torre húmeda y seca por separado con las condiciones de aire y agua correspondientes para cada zona.

A continuación se muestran algunos ejemplos de torres híbridas es sus distintas configuraciones.

Tiro Inducido

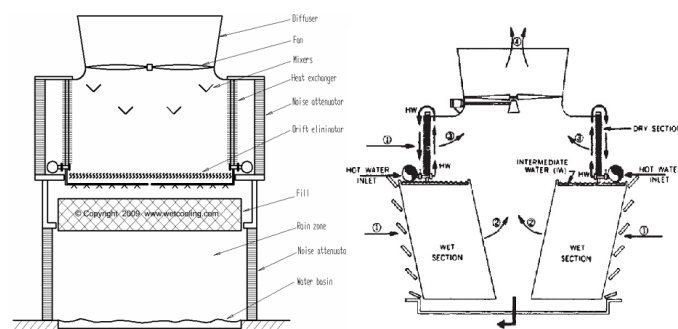


Figura 2.26 Esquemas torres híbridas de tiro inducido en contracorriente izq.9 y cruzado (der.) Fuente: Google Images

Condensador Evaporativo

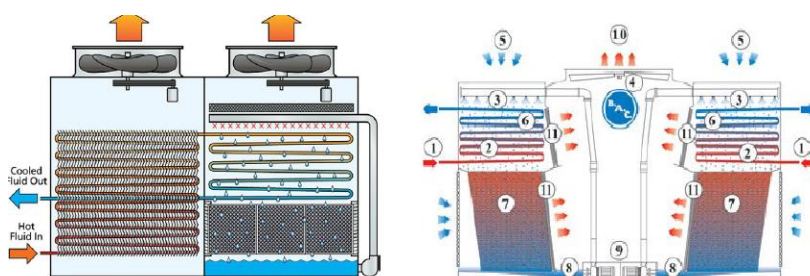


Figura 2.27 Esquemas torres híbridas con condensador evaporativo. Fuente: IDAE

Tiro Forzado

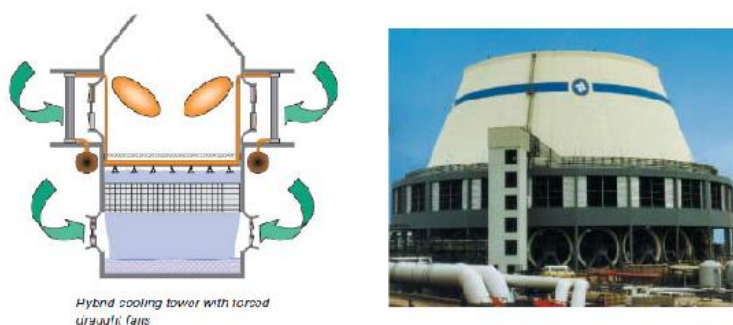


Figura 2.28 Esquemas torres híbridas de flujo cruzado. Fuente: Baltimor



2.4.3 COMPONENTES Y MATERIALES

Los componentes y materiales utilizados en las torres híbridas, son los mismos que los ya detallados en los apartados correspondientes a las torres húmedas y secas. En algún caso, pueden incluir elementos típicos del enfriamiento evaporativo, tales como intercambiadores por los que circula el vapor de la central y sobre los cuales se depositan ligeras capas de agua que en contacto con el aire se evaporan y de este modo se consigue maximizar el intercambio de calor entre el aire y el agua.

2.5 REFRIGERACIÓN CON AGUA DE MAR

Al inicio de este capítulo se expusieron las ventajas e inconvenientes que tiene la refrigeración con agua. Entre los inconvenientes más importantes estaba el consumo de agua que resulta especialmente crítico en las centrales termosolares debida a su localización ya que rara vez se dispone de una red de suministro de agua.

Para poder hacer un estudio que englobe todas las tecnologías existentes, incluyendo la refrigeración con agua, se buscaron soluciones para poder disponer de dicho recurso. Entre estas soluciones, se barajaron posibilidades como hacer un estudio del coste del m³ de agua realizando excavaciones en pozos o desalando el agua de mar, sin embargo, finalmente se optó por una solución más sencilla y realista como es la de usar directamente agua de mar como fluido refrigerante de la central. Para ello ha habido que buscar localizaciones cercanas a la costa y tomar en consideración algunas medidas que se detallan en el apartado siguiente.

Esta solución es bastante empleada en centrales que se encuentran en zonas cercanas a la costa. A continuación se muestran los orígenes de los cuales se captó agua en el año 2012, según un estudio de Iberdrola, y los hm³ de agua que se obtuvieron de cada fuente.

2012	CAPTACIÓN NETA DE AGUA (hm ³)(1)
MAR/SALOBRE	10,41
RÍOS	18,61
LAGOS/EMBALSES	35,52
DEPURACIÓN AGUAS RESIDUALES	8,84
TOTAL	73,38

Tabla 2.6 Origen de la captación de los sistemas de refrigeración. Fuente: Iberdrola

De este estudio se puede extraer que aproximadamente el 15% del agua usada en refrigeración provenía del mar.

2.5.1 CIRCUITO DE REFRIGERACIÓN

El circuito de refrigeración con el que se ha decidido funcionar es un circuito abierto, en el que se toma agua de mar y tras pasar un proceso de filtrado, se introduce en el condensador donde intercambia calor con el fluido de la central. Este fluido caliente se enfriará en las torres de refrigeración hasta la temperatura requerida por normativa, y posteriormente será devuelta al mar. Como ejemplo se muestra el siguiente esquema usado por la compañía SPX cuando emplea agua de mar como fluido refrigerante.



Figura 2.29 Esquema circuito refrigeración abierto. Fuente: SPX

Este circuito será el que se siga para los casos en los que se decida utilizar torres húmedas o híbridas. Para el caso de los aerocondensadores, dado que no se necesita agua, no se tendrá este circuito.

Una de las ventajas de usar un circuito abierto, es el no tener que controlar constantemente los niveles de sólidos en suspensión, ya que se eliminan las purgas, y con ellas un gasto importante de agua. Además la utilización de agua salada elimina el riesgo de proliferación de Legionela.

El equipo de bombeo elegido se detallará en el capítulo 4, junto con el resto de cálculos realizados en el diseño y simulación de las torres de refrigeración. Sin embargo, antes de conocer el caudal que ha de mover las bombas, es necesario disponer del siguiente esquema, para una vez que el caudal pase a ser un dato conocido se pueda seleccionar el modelo de bomba más adecuado.

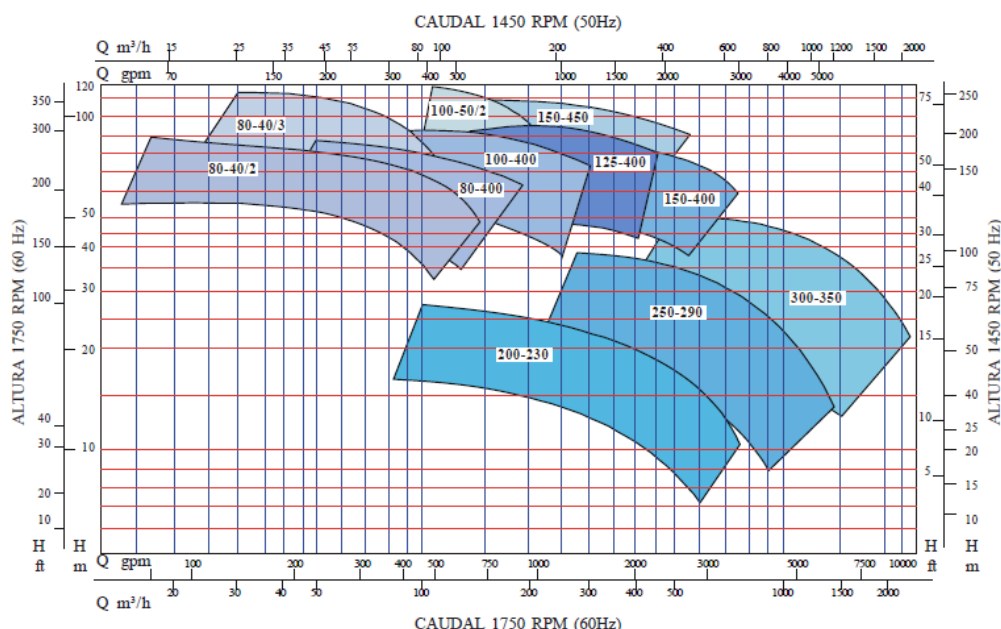


Figura 2.30 Gráfica para selección entre distintos modelos de bomba. Fuente: Hidromac S.A

2.5.2 PROPIEDADES DEL AGUA DE MAR

El agua de mar posee propiedades físicas similares al agua dulce, aunque no iguales. Por ello será necesario conocer estas nuevas propiedades para poder aplicarlas cuando se haga el estudio del funcionamiento de las torres.

A continuación se muestra una tabla donde se comparan las propiedades del agua de mar y del agua dulce.

Propiedad	Agua salada	Agua Dulce	Diferencia rel. (%)
Densidad (kg/m^3)	1014,6	992,23	2,2
Calor latente de vap (kJ/kg)	2333,8	2502	-7,2
Calor específico (J/kg K)	4030,7	4177	-3,6
Conductividad (W/m K)	0,628	0,632	-0,6

Tabla 2.7 Propiedades agua salada

* Los valores de las propiedades para el agua salada han sido tomados para una salinidad de 30g/kg y una temperatura de 40°C.

Además en caso de haber empleado un circuito cerrado que requiriera de purga, los siguientes valores sobre la composición del agua de mar serían necesarios para calcular los ciclos de concentración:

185 ppm	$\text{Ca}(\text{HCO}_3)_2$
1,200 ppm	CaSO_4
2,150 ppm	MgSO_4
3,250 ppm	MgCl_2
27,000 ppm	NaCl
500 ppm	KCl
100 ppm	KBr
Salinity	35,000 ppm
Total Alkalinity	115 ppm as CaCO_3
pH	About 8

Figura 2.31 Composición agua mar. Fuente: SPX



Estas diferencias entre las propiedades del agua de mar y el agua dulce afectan al funcionamiento de las torres y al diseño. En el apartado siguiente se explicarán cuáles son estos efectos y las consideraciones que hay que realizar durante la fase de diseño cuando se usa agua salada como refrigerante.

2.5.3 EFECTOS DEL AGUA DE MAR

2.5.3.1 Efectos en la transferencia de calor

De los valores obtenidos en la comparación de la tabla anterior, se puede destacar la disminución del calor específico del agua de mar respecto a usar agua convencional en un 3.6%. Esto conllevará que para disipar una misma cantidad de calor hará falta mover una mayor cantidad de agua.

Esta mayor cantidad de agua repercutirá en un aumento de los costes de operación de los equipos de bombeo, por un lado por tener que mover una masa mayor y por otro por tener unas pérdidas de carga mayores al circular caudales de agua más grandes (del orden del 2-4% mayor).

2.5.3.2 Efectos en los materiales de los componentes

A la hora de escoger los materiales de los distintos componentes de la torre en la fase de diseño, habrá que tomar en consideración una serie de precauciones para que la vida del equipo sea lo suficientemente larga.

-Estructura y persianas

Estructuras hechas de madera o resinas plásticas no se ven afectadas por el uso de agua marina, sin embargo sí que se ven afectadas aquellas que sean de cemento, debido a las altas concentraciones de sulfatos (SO_4) que puede poseer el agua de mar. También se pueden ver afectadas estructuras metálicas debido al ión Cl^- .

Por ello, si no se emplean estructuras construidas con resinas plásticas, se recomienda usar aleaciones de bronce y silicio, cuyas propiedades frente a la corrosión son muy buenas y por ello es altamente usado en aplicaciones navales, o máquinas hidráulicas como bombas.

Respecto a los materiales usados en rejillas y persianas, las resinas de fibra de vidrio suelen ser los materiales más empleados para estas aplicaciones donde se trabaja con agua de mar.

-Empaquetamiento y Eliminador de gotas

Por lo general, se usarán plásticos de alta durabilidad o si la normativa lo permitiese madera. En caso de que se decidan emplear materiales metálicos, estos deberán ser de acero inoxidable ("Duplex" 1.4462 [316 L], 1.4539).

Dada las peores propiedades térmicas que tiene el agua de mar, se necesitará emplear un empaquetamiento más espeso que maximice la transferencia de calor, aunque ello conlleve que las pérdidas de carga que sufra el aire sean mayores.

-Ventilador

Generalmente, las palas del ventilador están hechas de fibra de vidrio, con lo que no se verían afectadas por los efectos de la sal. Sin embargo el motor del ventilador sí que se podría ver afectado por la sal, por ello éstas partes deberán ser protegidas con un recubrimiento adecuado.

2.5.4 TEMPERATURA DEL AGUA DE MAR

Para conocer a que temperatura entra el agua de refrigeración en el condensador, es necesario determinar la temperatura a la que se encuentra el agua de mar.

En la actualidad esta temperatura se determina mediante sensores remotos (NOAA, MODIS) de manera que se pueda determinar la temperatura a partir de imágenes sacadas por satélites e implementando algoritmos como son el MCSST (Multichannel Sea Surface Temperature), o NLSST (NonLinear Sea Surface Temperature).

A continuación se muestra un ejemplo, obtenido de la página del Ministerio de Medio Ambiente del Gobierno de España.

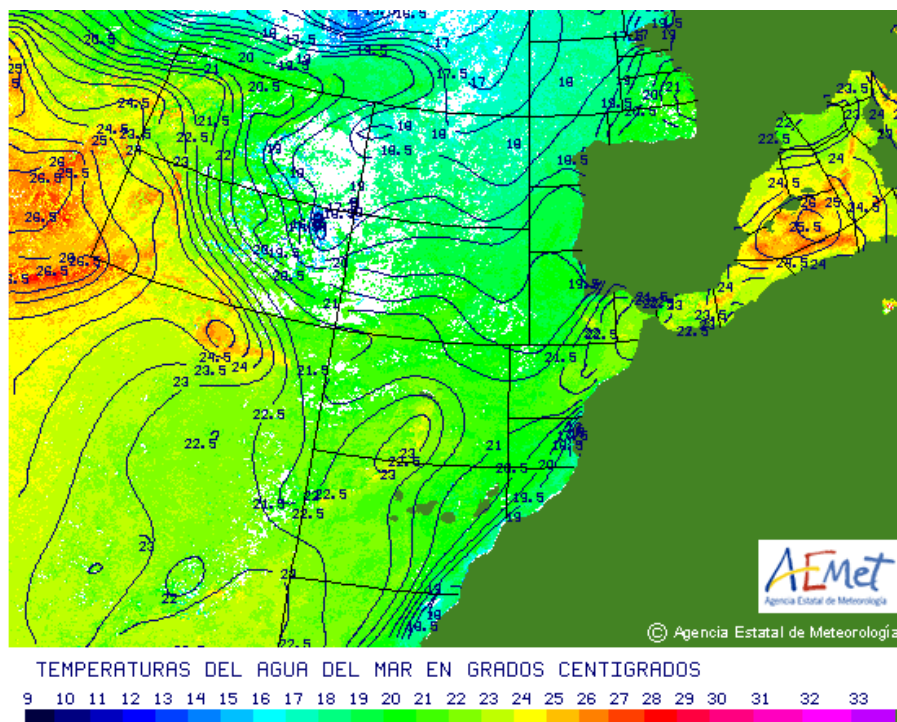


Imagen obtenida con una combinación de los datos de los canales infrarrojos del satélite NOAA-19, que nos da la temperatura de la superficie del mar. Esta imagen se renueva todos los días a última hora y contiene los datos acumulados de los últimos siete días.



De manera similar se pueden conocer las temperaturas del agua en las costas de Australia, Chile y Sudáfrica. A continuación se muestran los datos usados en el proyecto:

Australia (Port Headland)

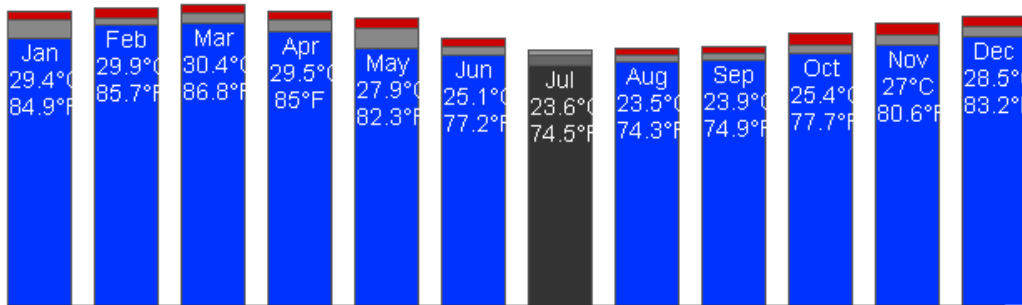


Figura 2.32 Temperatura agua de mar Australia. Fuente: www.seatemperature.org

Chile (Antofagasta)

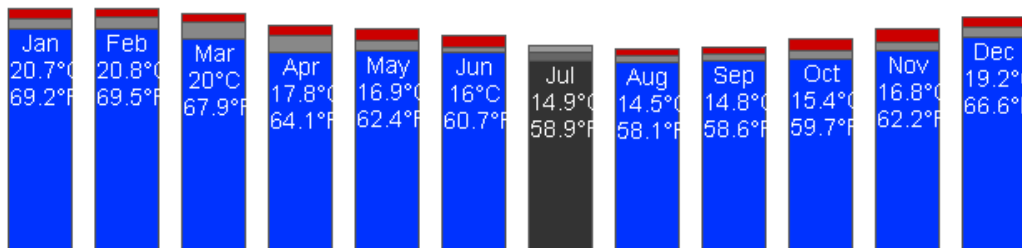


Figura 2.33 Temperatura agua de mar Chile. Fuente: www.seatemperature.org

Sudáfrica (Port Nolloth)

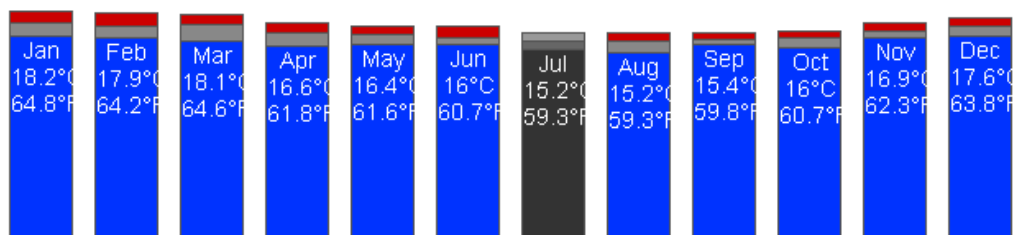


Figura 2.34 Temperatura agua de mar Sudáfrica. Fuente: www.seatemperature.org

Como se puede ver, el agua de mar toma valores próximos a los 20°C, aunque dependiendo de la región donde nos encontremos las temperaturas pueden variar.

En Australia es donde se tienen valores en media más altos llegando a superar los 30°C en la época más calurosa del año. Por otro lado, Chile es la que presenta el valor más bajo de todos los datos, con una temperatura inferior a 15°C en invierno. Por último, destacar la constancia de los valores aportados por Sudáfrica, donde entre el valor más bajo y más alto tan sólo hay 3°C de diferencia.



CAPÍTULO 3: DISEÑO Y SIMULACIÓN DEL CICLO DE POTENCIA

Para realizar el estudio de los distintos equipos de refrigeración, se ha realizado primero una simulación del ciclo de potencia que tendría una central termosolar. De esta manera, se tienen datos de la carga térmica que es necesario disipar en los equipos de refrigeración.

Si bien no se ha entrado a calcular la dimensión que debería tener el campo de heliostatos o los tanques de almacenamiento, sí se han tomado datos reales de centrales que operan de forma similar a la central que se quiere simular. De esta manera, se tienen datos más firmes que si simplemente se supone una potencia a disipar en el condensador.

En apartados siguientes, se expondrán los elementos que componen la central, así como las localizaciones en las que se ha decidido emplazar la misma y los datos de partida que se han utilizado. Finalmente, se explicará el proceso que se ha seguido para hacer la simulación del ciclo mediante el software *Cyclepad*.

A continuación, se muestra de nuevo un esquema típico de una central termosolar de torre, para de esta manera poder situar los componentes que se explicarán en el siguiente apartado

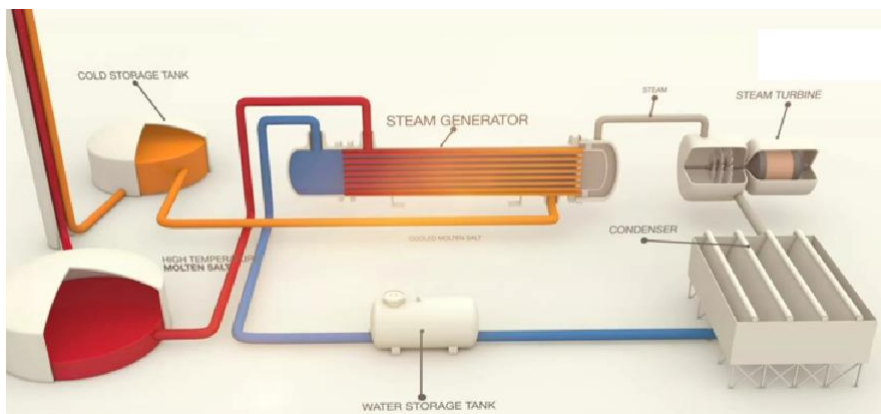


Figura 3.1 Componentes central termosolar de torre. Fuente: Solar Reserve

3.1 COMPONENTES DE LA CENTRAL

3.1.1 CAMPO DE HELIOSTATOS

Los heliostatos son los encargados de reflejar los rayos solares sobre la zona de absorción de la torre.

Cada uno de estos heliostatos, consta básicamente de un conjunto de espejos planos, denominados facetas, dispuestos sobre una estructura soporte que a su vez dispone de un mecanismo individual de seguimiento solar a dos ejes: acimutal y de elevación.

Las facetas están fabricadas en vidrio sobre el que se deposita una capa reflectante de plata o aluminio y protegida por una capa de pintura. Se puede alcanzar una reflectividad de entorno el 90%.



Vista de la torre del CESA-1 reflejada en un helióstato
Figura 3.2 Ejemplo heliostato. Fuente: CIEMAT

Para determinar el área del campo de heliostatos, es necesario realizar un estudio previo de la radiación solar directa que incide sobre la región escogida y de esta manera obtener valores en W/m^2 para esta magnitud.



Figura 3.3 Central termosolar Gemasolar (Sevilla). Fuente: Torresol energy

La radiación solar directa que incide sobre el campo de colectores no es un valor constante, con lo que varía a lo largo del día. A continuación se muestra la distribución típica que toman los valores de la radiación solar a lo largo de un día soleado:

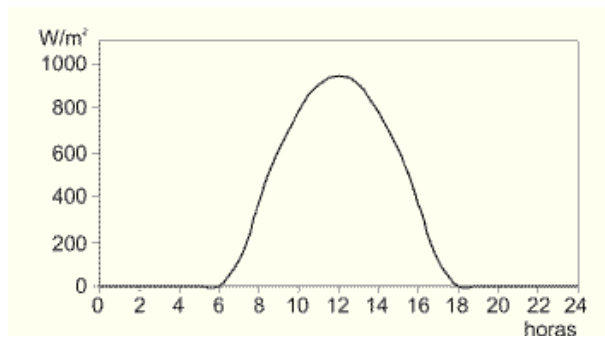


Figura 3.4 Distribución horaria de la irradiación solar en un día claro. Fuente: Google Images

De este modo, los valores toman un valor máximo en las horas centrales del día donde en zonas como el sur de España pueden llegar a sobrepasar los 1000W/m^2 . Para conocer la



energía total que entrega el Sol a lo largo del día, habrá que calcular el área encerrada bajo la curva mediante una integral.

La tabla siguiente sirve para hacerse una idea de la superficie que puede ocupar un campo de heliostatos. Los valores han sido recogidos de las páginas de Abenoga Solar, (compañía que cuenta con más de 1223MW en operación en todo el mundo, de los cuales casi 700MW pertenecen a plantas operando en España) y Torresol Energy (Empresa propietaria de la innovadora central Gemasolar).

CENTRAL	LOCALIZACIÓN	POTENCIA NOMINAL (MW)	ÁREA DE CAPTACIÓN (m ²)
PS10	Sevilla (España)	11	75.000
PS20	Sevilla (España)	20	150.000
GEMASOLAR	Sevilla (España)	19.9	185.000

Tabla 3.1 Ejemplos centrales de torre en España

3.1.2 TORRE

Su misión es situar el receptor de la radiación a la altura y distancias óptimas. Generalmente construidas con hormigón o alternativamente con una estructura metálica en celosía, en instalaciones actuales pueden sobrepasar los 100m de altura.

El receptor donde se concentran los rayos solares reflejados por los heliostatos, puede ser de intercambio directo, cuando el fluido está expuesto directamente a la radiación, o de intercambio indirecto, cuando existe algún componente intermedio que transforma la radiación en calor y este lo cede posteriormente al fluido de trabajo.

En centrales como la citada anteriormente PS10, donde el fluido de trabajo es agua, el fluido se transforma directamente en vapor en el receptor de la torre al alcanzar temperaturas superiores a los 200°C. En centrales de mayor potencia, donde se emplean sales fundidas como fluido de trabajo, se pueden alcanzar temperaturas en torno a los 550°C. Estas sales cederán posteriormente el calor al agua que circula por el bloque de potencia en un intercambiador de calor denominado generador de vapor.

3.1.3 TANQUES DE ALMACENAMIENTO

Como se ha visto en la figura 3.4, la radiación solar no es un valor constante a lo largo del día, sino que sigue una distribución parabólica. Este hecho hace que el funcionamiento de la central no sea constante a lo largo del día.

Para adaptar mejor la producción a la demanda o incluso operar por las noches cuando no se dispone de radiación, se instalan tanques de almacenamiento, que dependiendo del tamaño pueden llegar a conservar las sales calientes hasta 16 h.

A modo de ejemplo se muestran los datos de una instalación de almacenamiento térmico en sales fundidas, que el CIEMAT ha instalado en la Plataforma Solar de Almería (PSA).

	Tanque de Sales Frías	Tanque de Sales Calientes
Cantidad de sales	40 Toneladas	40 Toneladas
Tipo de tanque	Tanque cilíndrico horizontal con extremos torisféricos y con un poceto para la bomba de succión. Apoyado en tres soportes. Localizado dentro de un foso. Aislado	Tanque vertical, cilíndrico con techo plano. Aislado
Temperaturas de operación nominal	290°C	290-505°C
Materiales	SA 516 Gr 60/ SA 285 Gr B (terminado en acero al carbono)	SA 240 Tp. 321/ 304 (304 Acero inoxidable)

Tabla 3.2 Características técnicas de los tanques de almacenamiento. Fuente: CIEMAT

3.1.4 CUERPO DE TURBINAS

Como se explicó en la introducción, la misión de las turbinas es transformar la energía térmica del vapor de agua en energía mecánica al hacer girar el buje de las turbinas. Este movimiento rotacional del eje se transforma en electricidad en el generador.

El cuerpo de turbinas no está compuesto de una sola turbina, sino que consta de varios bloques divididos en alta, media y baja presión. A continuación se muestran dos imágenes donde se pueden ver las formas que estas máquinas tienen.

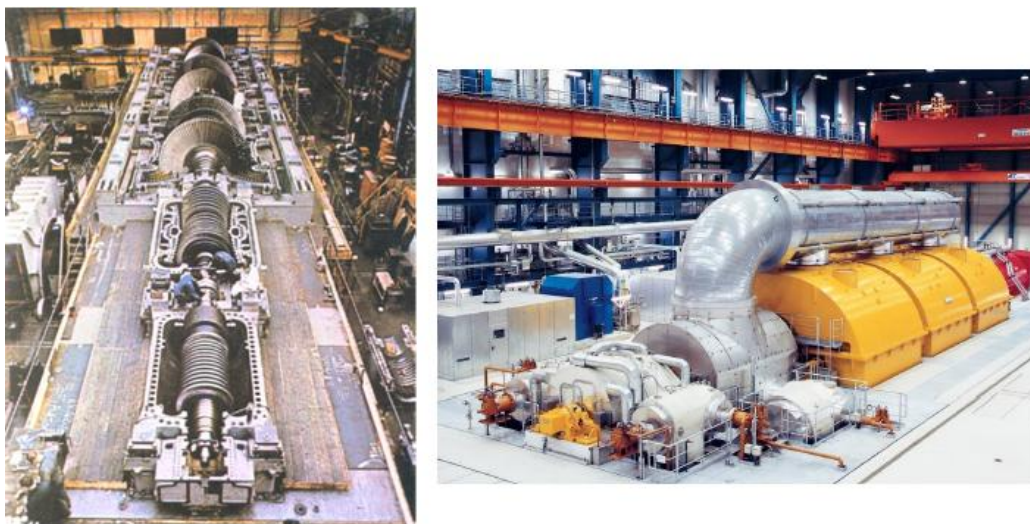


Figura 3.5 Cuerpo de turbinas. Fuente: Google Images

Como se aprecia en la foto de la izquierda, donde las turbinas están recibiendo labores de mantenimiento y por ello están descubiertas, las longitudes de los álabes no son iguales. A



medida que el fluido va pasando por las turbinas, éste va perdiendo presión y por tanto se va expandiendo y ocupando cada vez más espacio, por ello las últimas turbinas son más grandes que las iniciales.

Además, a medida que el vapor va pasando por las turbinas, se van haciendo extracciones o sangrados. Estas extracciones se hacen para aumentar el rendimiento de la central al introducir éste vapor en los feedheaters.

3.1.5 FEEDHEATERS Y DESAIREADOR

Los feedheaters son intercambiadores de calor que ayudan a que el rendimiento de la central aumente.

Se clasifican en feedheaters cerrados y feedheaters abiertos. A estos últimos también se les denomina desaireadores y su función principal es separar y eliminar el aire que pueda haberse filtrado en el circuito. Su cálculo es complicado ya que a él llegan numerosos conductos para que en caso de avería no se metan burbujas de aire en las turbinas. Por esta razón generalmente sólo hay un desaireador en cada ciclo. A continuación se muestra una imagen de un desaireador de tamaño medio (882 T/h).



Figura 3.6 Feedheater abierto. Fuente: Thermochemica

Los feedheaters (FWH) cerrados son intercambiadores de calor tubo-carcasa, que utilizan las pequeñas extracciones que se van haciendo a las turbinas para aumentar poco a poco la temperatura del fluido condensado y consiguiendo reducir de esta manera el calor que se le tenga que aportar en el foco caliente.

El cuanto a la cantidad de feedheaters cerrados que se instalan en la central, se determina como una solución de compromiso entre el aumento de rendimiento que produce en el ciclo y el coste que supone cada uno.



Figura 3.7 Feed heater cerrado. Fuente: Google Images



El funcionamiento general es el siguiente: por el interior de los tubos circula el fluido frío en fase de líquido saturado que proviene del condensador y que va aumentando su temperatura según va recorriendo los tubos. Por otro lado, por la carcasa, circula en contracorriente el vapor extraído de las turbinas, que al ir cediendo el calor al fluido frío, va perdiendo temperatura hasta que sale por el drenaje del FWH para ser reconducido bien a un feedheater anterior o posterior o bien al condensador.

A continuación se muestra una imagen de un diagrama típico con el comportamiento de ambos fluidos (en rojo el fluido caliente y en azul el fluido frío). Además a la vista del diagrama, se pueden definir dos parámetros a controlar durante el funcionamiento del FWH:

TTD: (Terminal Temperature Difference): Toma valores típicos comprendidos entre -2 y -5°C si hay desrecalentamiento y entre 3 y 5°C si no lo hay.

$$TTD = T_{sat} - T_{t,1} \quad \text{Ecuación 3.1}$$

DCA: (Drain Cooler Approach): Toma valores comprendidos entre 5 y 10°C

$$DCA = T_{s,4} - T_{t,4} \quad \text{Ecuación 3.2}$$

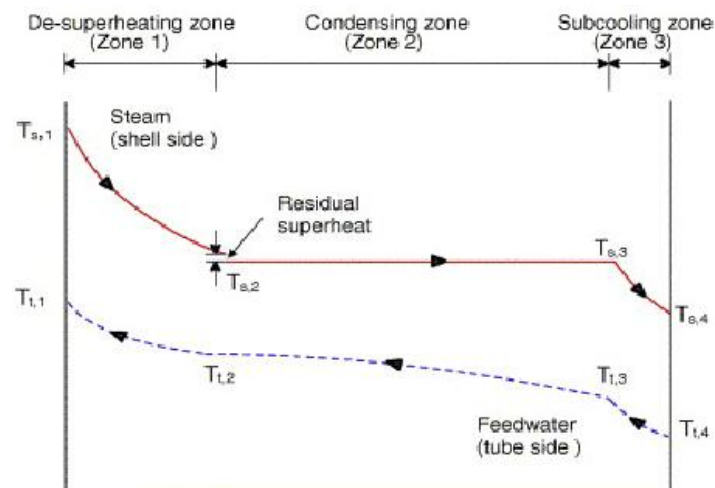


Figura 3.8 Evolución de las temperaturas de los fluidos dentro del FWH. Fuente: Apuntes Sistemas Térmicos

3.1.6 CONDENSADOR

Su función es transformar el vapor que se tiene a la salida de la última turbina en líquido saturado. Para ello es necesario extraer calor del vapor y cederlo a un fluido secundario (refrigerante).

Dependiendo del sistema de refrigeración que se use, existen dos alternativas:

-Condensador de superficie

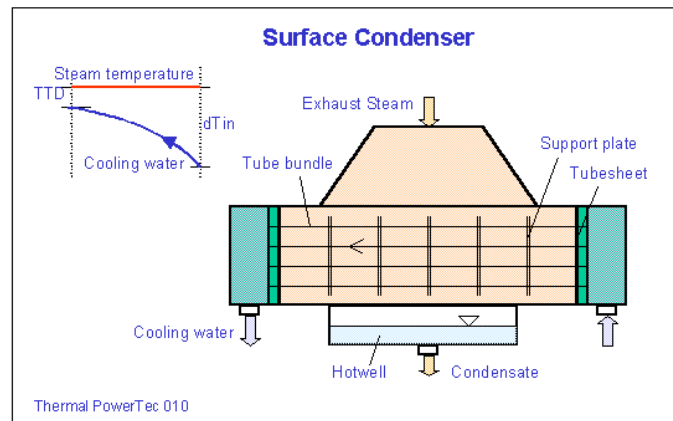


Figura 3.9 Esquema y evolución de temperaturas de un condensador de superficie. Fuente: Thermal PowerTec

Éste tipo de condensadores son los usados cuando se emplean torres de refrigeración húmedas o híbridas.

Por la parte superior entra el vapor procedente de las turbinas y recorre el condensador de forma vertical hasta que se recoge en fase líquida en la zona inferior. Por otro lado, el fluido refrigerante circula de forma horizontal absorbiendo el calor del vapor. Este refrigerante circula a través de un circuito auxiliar, de manera que tras calentarse en el condensador vuelve a ser enfriado en las torres de refrigeración.

Como se ha explicado en el capítulo 2, para las torres de enfriamiento húmedas e híbridas se ha empleado agua de mar como refrigerante. Por éste motivo, los materiales con los que se haga el condensador han de tener en cuenta este factor y ser lo suficientemente buenos como para resistir los efectos corrosivos de la sal.

-Aerocondensadores

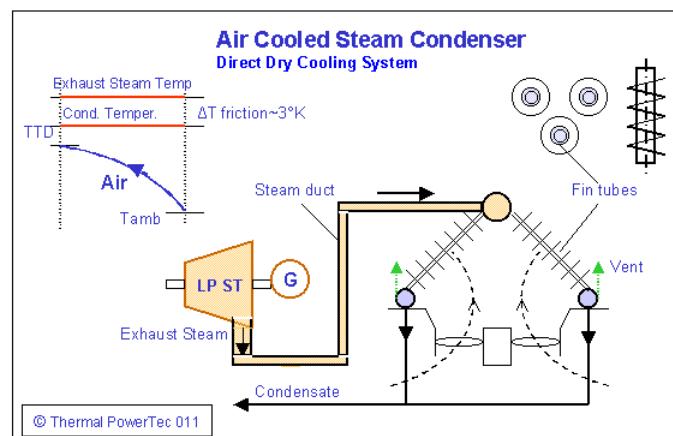


Figura 3.10 Esquema y evolución de temperaturas de un aerocondensador. Fuente: Thermal PowerTec

En el caso de que se opte por utilizar aire como refrigerante, el condensador y el equipo de enfriamiento están unidos en un mismo equipo denominado aerocondensador. En el capítulo 2 se vieron los componentes y los materiales con los que están hechos estos equipos, por esta razón se remite al lector a dicho capítulo para ampliar la información.



3.1.7 EQUIPO DE BOMBEO Y OTROS ELEMENTOS

El equipo principal de bombeo está situado a la salida del condensador y se encarga de subir la presión del fluido hasta una presión intermedia a la que funciona el desaireador. Tras el desaireador, se encuentra una nueva bomba que aumenta la presión del fluido hasta la presión final del ciclo.

Además de los elementos ya descritos, existen otros componentes hidráulicos como válvulas de expansión, llaves, caudalímetros o numerosos sensores de presión y temperatura que son necesarios para el correcto funcionamiento del ciclo.

3.2 LOCALIZACIONES DE LA CENTRAL

En el capítulo 2 ya se adelantó que las localizaciones donde se van estudiar el funcionamiento del ciclo y del equipo de refrigeración eran Australia, Chile y Sudáfrica.

Las razones por las que se han escogido estos emplazamientos también se expusieron en el capítulo 2, con lo que ahora se procederá a mostrar el lugar concreto en el que se propondría situar la central.

Para situar la central, no se han tenido en cuenta aspectos como la urbanizabilidad del terreno, aunque sí se han evitado elegir zonas como bosques o reservas naturales.

Principalmente, se han buscado zonas donde la radiación solar sea elevada y que se encuentren lo suficientemente cerca de la costa como para poder extraer el agua de mar sin tener que realizar largas canalizaciones.

3.2.1 AUSTRALIA

La central en Australia se decidió emplazar en la localidad de Port Headland, en la zona occidental del país.

En el mapa que se muestra a continuación, se ha señalado la zona donde se encuentra esta localidad. Este mapa, además marca con diferentes tonos las zonas donde la radiación solar es mayor o menor. Como se puede ver, la localidad cumple con los requisitos de estar cerca del mar y es una de las zonas con mayor irradiación solar.

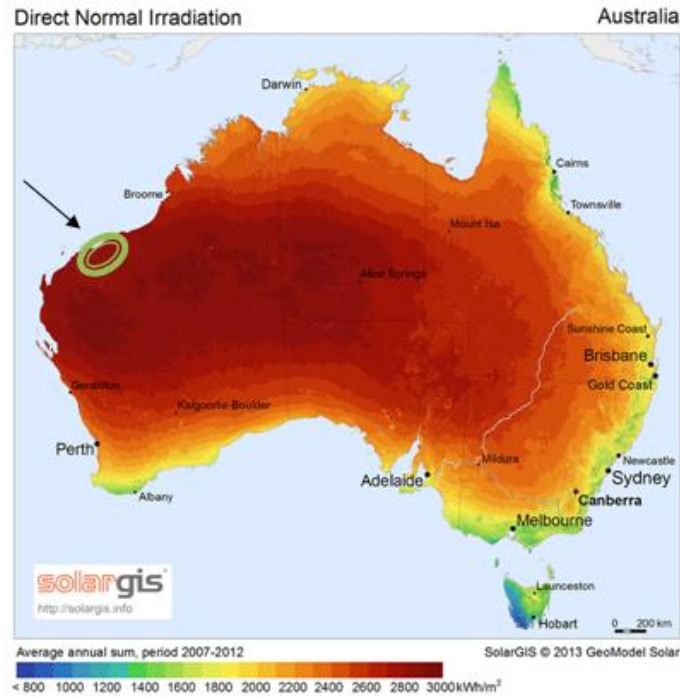


Figura 3.11 Mapa de radiación solar directa en Australia. Fuente: SolarGIS

La localidad de Port Headland tiene una población de unos 15.000 habitantes y una alta tradición en el mundo de la minería. Debido a la zona donde se encuentra, el clima es bastante cálido aunque las temperaturas son más suaves de lo que uno podría esperar gracias a la brisa marina. Con todo esto, las temperaturas medias se encuentran comprendidas entre 33 °C y 19°C.

En la actualidad Port Headland dispone de terrenos de más de 20 hectáreas como el que se muestra en la imagen siguiente, y donde empresas como Sydney company o BeauSol/First Solar ya han iniciado estudios, barajando la construcción de una central termosolar en dichos terrenos.

Figura 3.12 Terrenos para construcción de una central termosolar en Port Headland. Fuente: www.energybusinessnews.com.

3.2.2 CHILE

En Chile la localidad escogida para realizar el estudio ha sido la ciudad de Antofagasta.

De nuevo, se ha buscado una región con alta radiación solar y cercana a la costa. Antofagasta, con más de 340.000 habitantes, es la quinta ciudad más poblada del país y está considerada la ciudad con mayor ingreso per cápita de Chile, siendo la minería la principal actividad económica de la región.

En cuanto a la climatología, Antofagasta presenta un clima tropical que varía según la altitud. Existen zonas no muy lejanas a la costa donde se encuentran climas desérticos fríos donde la temperatura media se sitúa entre los 18°C y los 28°C.

La localidad de Antofagasta ya ha tenido un primer contacto en 2013 con la energía termosolar, ya que acogió el evento CSP Today LATAM 2013 donde la empresa CSP Today trató el tema de la implantación de la energía termosolar en la industria minera y en un futuro a la generación de electricidad.

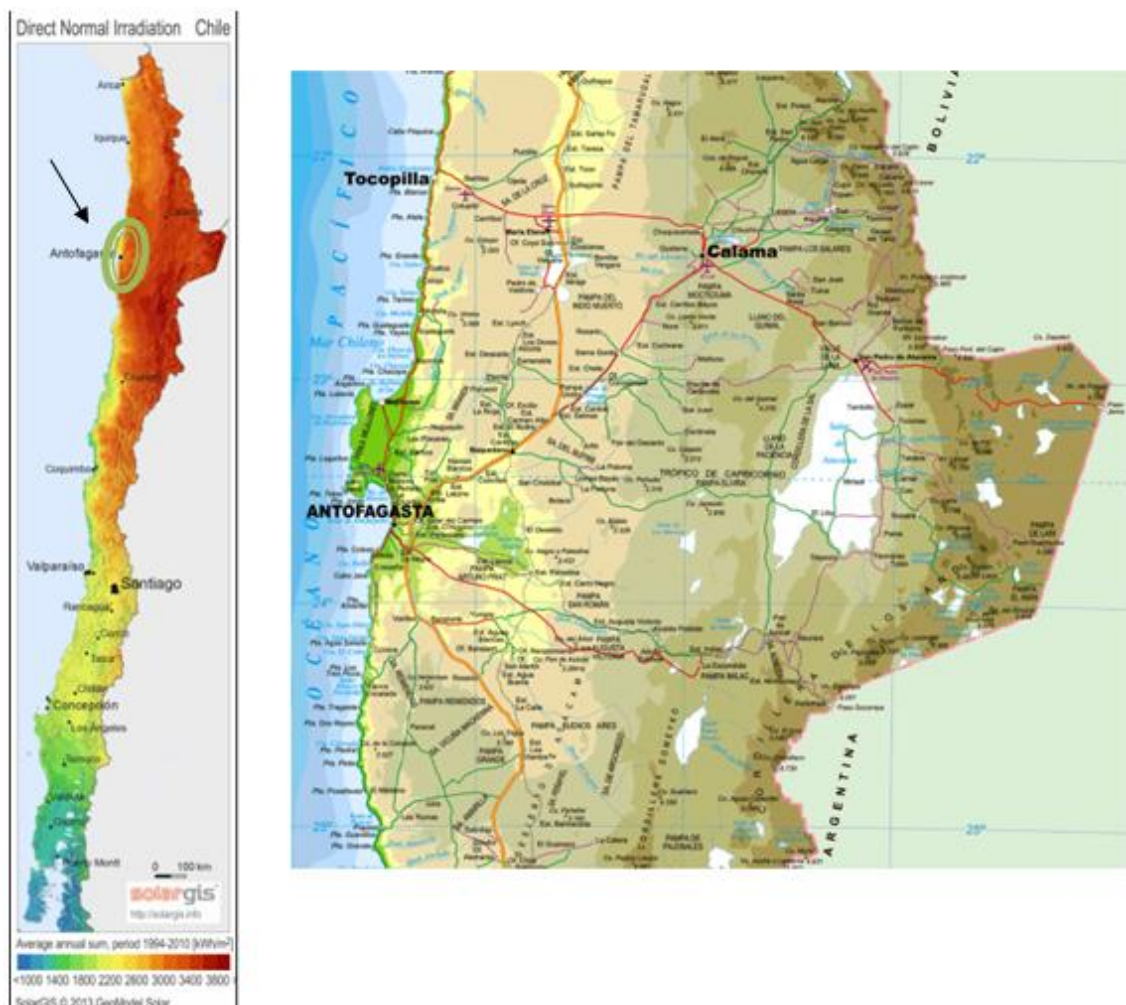


Figura 3.13 Mapa de radicación solar directa en Chile (izq.) y mapa físico de Chile. Fuente: SolarGis y Google Maps

3.2.3 SUDÁFRICA

El mapa de radiación solar directa de Sudáfrica, muestra que es en la zona suroeste donde las condiciones son más favorables para la localización de una central termosolar.

La localidad escogida es la de la ciudad de Port Nolloth perteneciente a la provincia de Cabo Verde, donde además se encuentra la ciudad de Upington.

Esta pequeña ciudad, basa su economía en actividades portuarias especialmente relacionadas con el transbordo de cobre. Dispone de un clima cálido aunque las frías corrientes de Benguela del Océano Atlántico moderan las temperaturas, que en promedio rondan los 30°C.

Como se explicó en el capítulo anterior, el mercado de la energía termosolar ha visto en Sudáfrica un buen destino donde desarrollarse. Prueba de ello es el contrato que ha firmado este mismo año la empresa española ACS para construcción y posterior operación y mantenimiento de una central termosolar en Sudáfrica por un importe de 550 millones de €. Esta central de 100MW se localizará a 35Km de la ciudad de Upington, dispondrá de 4,5 h de almacenamiento y atenderá la demanda eléctrica de más de 100.000 hogares.

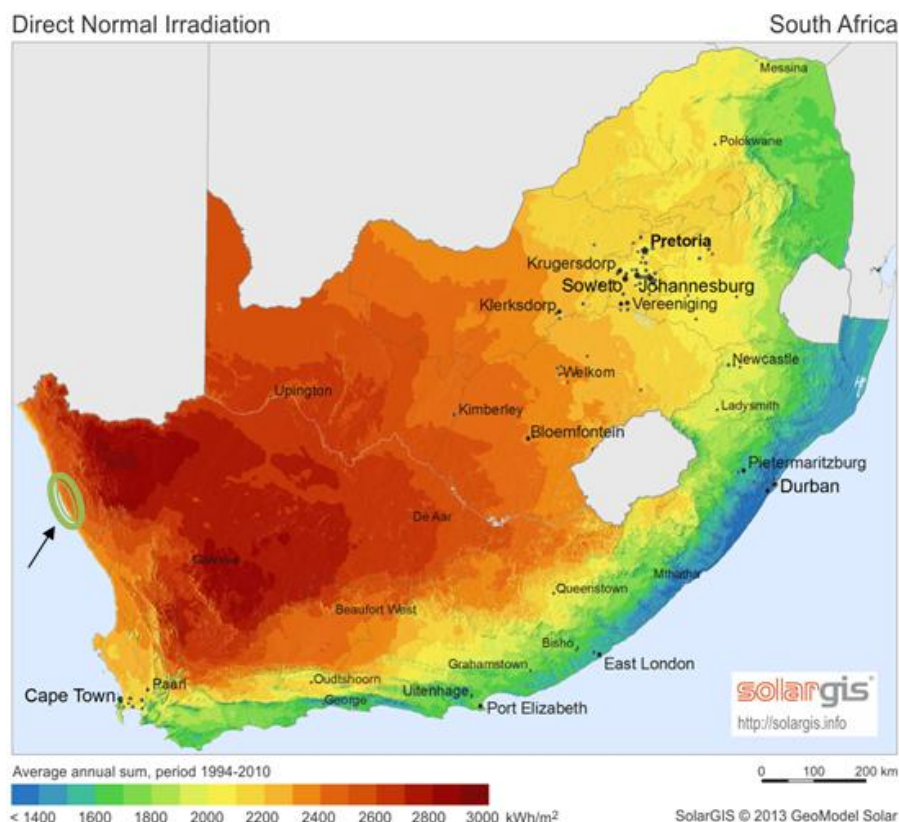


Figura 3.14 Mapa de radicación solar directa en Sudáfrica. Fuente: SolarGIS

3.3 CONDICIONES AMBIENTALES

Una vez fijadas las zonas en las que se quiere situar la central, se realiza la búsqueda de las condiciones ambientales de cada zona.

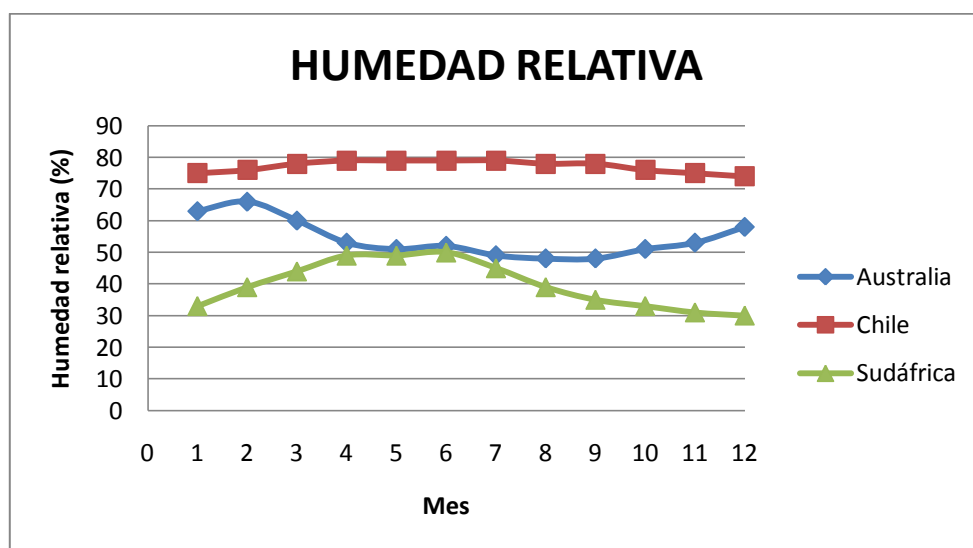


Para la refrigeración con aire, basta con conocer la temperatura ambiente del aire, sin embargo, como se ha venido explicando, para saber hasta dónde se puede enfriar el agua en una torre húmeda, es necesario conocer la temperatura de bulbo húmedo.

La temperatura ambiente del aire de cada mes, se toma como la media de las temperaturas máximas de cada día. Esto es así, porque la central funcionará en su mayoría durante las horas de mayor calor de cada día.

La temperatura de bulbo húmedo, no es un parámetro que se pueda encontrar como dato, con lo cual ha habido que calcularla a partir de los datos de temperatura ambiente y humedad relativa. El desarrollo de dicho cálculo puede verse en el apartado 4.1.2 de la memoria, ya que se ha decidido agrupar junto a la explicación del resto de cálculos realizados en cada programa.

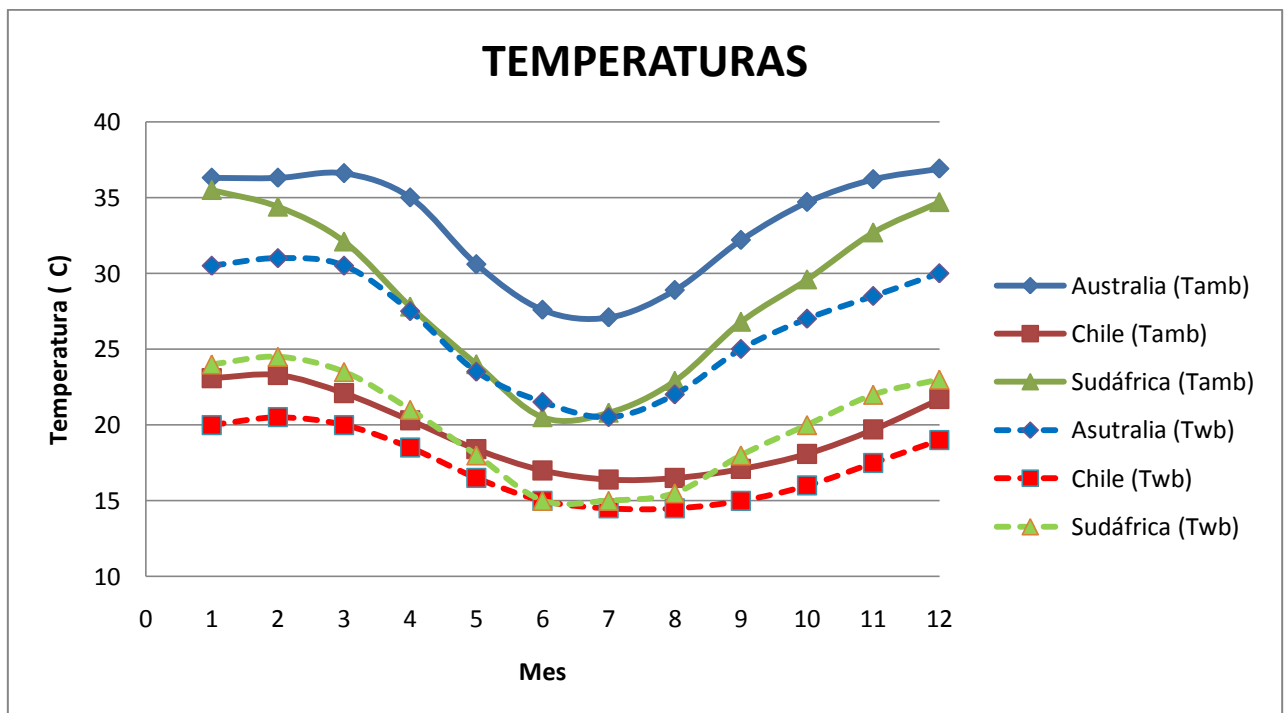
A continuación, se muestran las tablas y gráficas que recogen la humedad relativa y las temperaturas ambiente (T_{amb}) y de bulbo húmedo (T_{wb}) de cada zona en cada mes.



Gráfica 3.1 Humedades relativas

Como puede verse, Chile es la región que posee una humedad relativa más alta y con valores más constantes a lo largo del año. En el otro extremo se encuentra Sudáfrica, que con valores de hasta el 30%, se sitúa como la región más seca. Un caso intermedio es Australia. Que en los meses fríos del año, presenta humedades similares a las que podemos encontrar en Chile y en los meses más cálidos, los valores se asemejan a los de Sudáfrica.

El estudio de la humedad relativa por sí sólo no contiene una gran relevancia, sin embargo, como se verá en la gráfica siguiente, sí que influye en otro parámetro importante como es la temperatura de bulbo húmedo.



Gráfica 3.2 Temperaturas de bulbo húmedo y bulbo seco

La gráfica anterior, muestra en conjunto las temperaturas de bulbo seco y húmedo de las regiones de estudio. El motivo de agruparlas todas en una sola gráfica, ha sido para poder comparar mejor las distintas zonas.

En trazo discontinuo están las temperaturas de bulbo húmedo, mientras que las líneas continuas representan las temperaturas de bulbo seco o temperatura ambiente del lugar. Se han mantenido los mismos colores en ambas temperaturas, para así identificar mejor cada zona.

Atendiendo en primer lugar a la temperatura ambiente de cada zona, puede verse que Australia es el país más cálido de los 3, mientras que Chile es el que presenta temperaturas más bajas. Además, en las 3 zonas se aprecia un descenso en las temperaturas en los meses centrales del año. Ha de recordarse, que los 3 países pertenecen al hemisferio sur, con lo que los meses fríos y cálidos son contrarios a los que se encuentran en países del hemisferio norte como España.

En cuanto a la tendencia de los datos, puede verse que Chile es la región que presenta temperaturas más uniformes a lo largo del año, mientras que Sudáfrica es el país estudiado con temperaturas más cambiantes, de esta forma los veranos son tan cálidos como los de Australia y sin embargo en invierno las temperaturas caen casi hasta alcanzar los valores que presenta Chile.

En segundo lugar, siguiendo los trazos discontinuos de las temperaturas de bulbo húmedo de cada zona, Australia sigue siendo la que posee valores más altos, sin embargo Chile ya no es la



que presenta únicamente los valores más bajos, sino que en los meses más fríos Sudáfrica llega a igualar sus valores.

Finalmente, hay que comentar otro aspecto relevante como es la diferencia que existe entre la temperatura de bulbo húmedo y bulbo seco en cada zona. Anteriormente, se mostró una gráfica con las humedades relativas presentes en cada zona y se comentó que este parámetro sería relevante cuando se analizaran las temperaturas de bulbo húmedo. Pues bien, esta importancia es tal porque a mayor humedad relativa en el ambiente, menor será la diferencia que exista entre ambas temperaturas. Puede verse que es precisamente en Chile (región más húmeda) donde menores diferencias existen entre las temperaturas de bulbo húmedo y seco, por su parte Sudáfrica siendo la región más seca es la que presenta mayores diferencias.

Ha de recordarse, que cuanto menor sea la temperatura de bulbo húmedo, más abajo se podrá llevar el límite hasta el que se puede enfriar el agua en las torres húmedas, y con ella la temperatura de condensación del ciclo. Por esa razón, lo más recomendable es emplear torres húmedas en zonas de baja humedad relativa y evitarlas en zonas muy húmedas. No obstante, en el apartado 5 de la memoria, se verá con más detalle los resultados obtenidos para el funcionamiento del ciclo y de las torres de enfriamiento en cada zona, pudiendo de esta forma sacar mejores conclusiones sobre qué sistema de refrigeración emplear en cada región.

3.4 HORAS DE FUNCIONAMIENTO

Como se indicó en la introducción, no se ha entrado a calcular el campo de heliostatos ya que se sale de los límites del proyecto. Por el mismo motivo, no se ha analizado durante cuántas horas al día la radiación solar que incide sobre el campo de heliostatos es suficiente como para alcanzar las temperaturas fijadas.

No obstante, puesto que es necesario conocer de forma aproximada las horas de funcionamiento de la central, se han utilizado los datos encontrados en *eltiempo24.es* donde además de servir de fuente para conocer las condiciones climáticas de cada zona, aporta las horas de irradiación solar medias en cada mes.

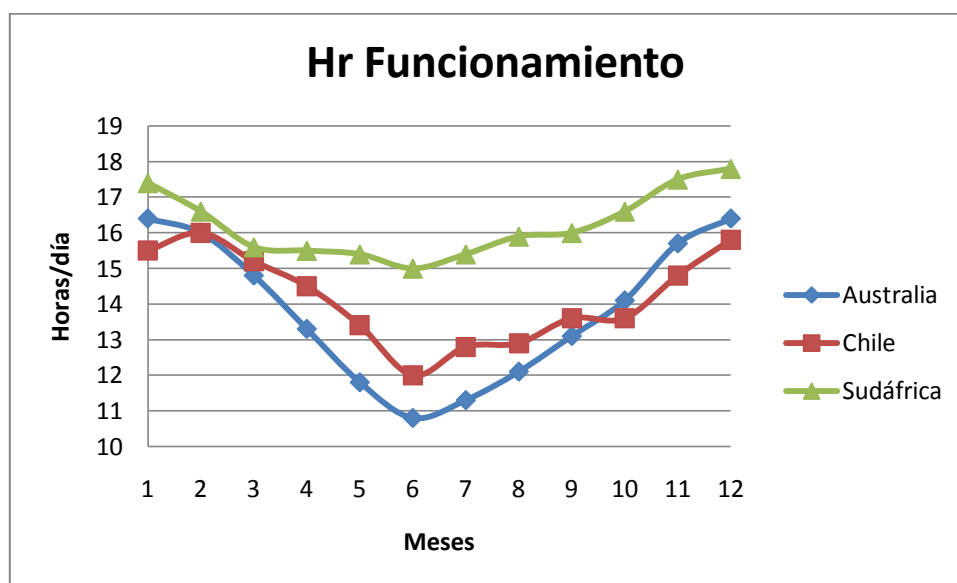
A continuación se muestra una tabla con las horas de sol al día de cada zona y las horas de funcionamiento de la central una vez sumadas las 6 h de funcionamiento adicionales proporcionadas por los tanques de almacenamiento.



HORAS DIARIAS DE FUNCIONAMIENTO DE LA CENTRAL						
	AUSTRALIA		CHILE		SUDÁFRICA	
	Hr Sol	Hr Func	Hr Sol	Hr Func	Hr Sol	Hr Func
Enero	10,4	16,4	9,5	15,5	11,4	17,4
Febrero	10	16	10	16	10,6	16,6
Marzo	8,8	14,8	9,2	15,2	9,6	15,6
Abril	7,3	13,3	8,5	14,5	9,5	15,5
Mayo	5,8	11,8	7,4	13,4	9,4	15,4
Junio	4,8	10,8	6	12	9	15
Julio	5,3	11,3	6,8	12,8	9,4	15,4
Agosto	6,1	12,1	6,9	12,9	9,9	15,9
Septiembre	7,1	13,1	7,6	13,6	10	16
Octubre	8,1	14,1	7,6	13,6	10,6	16,6
Noviembre	9,7	15,7	8,8	14,8	11,5	17,5
Diciembre	10,4	16,4	9,8	15,8	11,8	17,8

Tabla 3.3 Horas de Sol y de funcionamiento de la central

De forma gráfica, puede verse qué central tendrá un funcionamiento mayor.



Gráfica 3.3 Horas de funcionamiento de las centrales

La central en Sudáfrica disfruta de un mayor número de horas de funcionamiento, mientras que es Australia, donde debido a un menor número de horas de sol al día, menos horas funcionará la central.

Además, puede apreciarse un descenso de las horas de sol durante los meses de invierno, que en el hemisferio sur corresponde a los meses centrales del año.



3.6 SIMULACIÓN DEL CICLO MEDIANTE CYCLEPAD

La modelización del ciclo de vapor, se ha hecho mediante el software *Cyclepad*. Este es un software gratuito desarrollado por Qualitative Reasoning Group que permite construir y analizar ciclos termodinámicos. A pesar de ser un programa de acceso libre y que en ocasiones presenta inconvenientes como tener que reiniciar el programa debido a que se queda sin memoria, su sencillez y fiabilidad en los resultados hace que sea usado en universidades de todo el mundo como Northwestern University, The U.S. Naval Academy, o Oxford University.

A continuación se explica el procedimiento seguido hasta obtener el ciclo final.

Debido a la complejidad del ciclo, para evitar tener excesivos problemas de memoria con Cyclepad, es necesario hacer el estudio del ciclo separándolo en su zona de alta y su zona de baja.

Por un lado se estudia la zona de alta, donde la entrada del fluido se simula como una fuente por donde entra fluido en las mismas condiciones en las que sale por el ciclo de baja y donde sale por un sumidero. Posteriormente en el ciclo de baja se tomarán las condiciones de entrada del fluido iguales a las condiciones en este sumidero de la zona de alta presión.

Inicialmente, se ha de construir el ciclo en la pestaña *Build* insertando uno a uno todos los componentes del ciclo. A continuación se puede ver la captura de pantalla correspondiente a la fase de construcción del ciclo de baja presión.

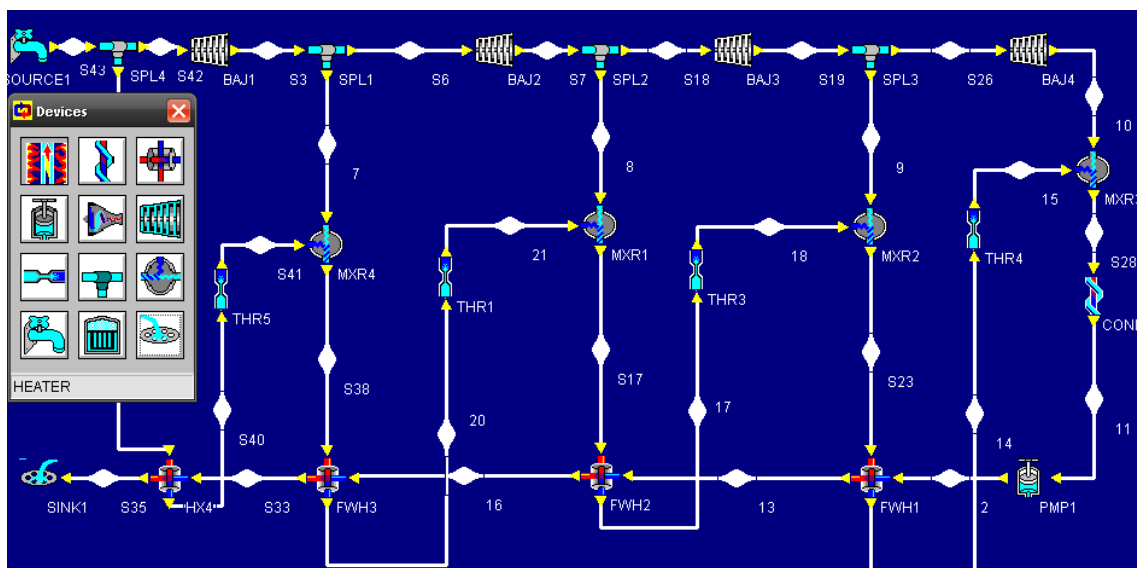


Figura 3.15 Pestaña Build de *Cyclepad*. Ciclo de baja

Una vez insertados todos los componentes de los dos ciclos en el modo *Build*, se procede a introducir las condiciones previas de diseño en el módulo *Analyze*.

A continuación se muestran los ciclos de alta y baja presión respectivamente.

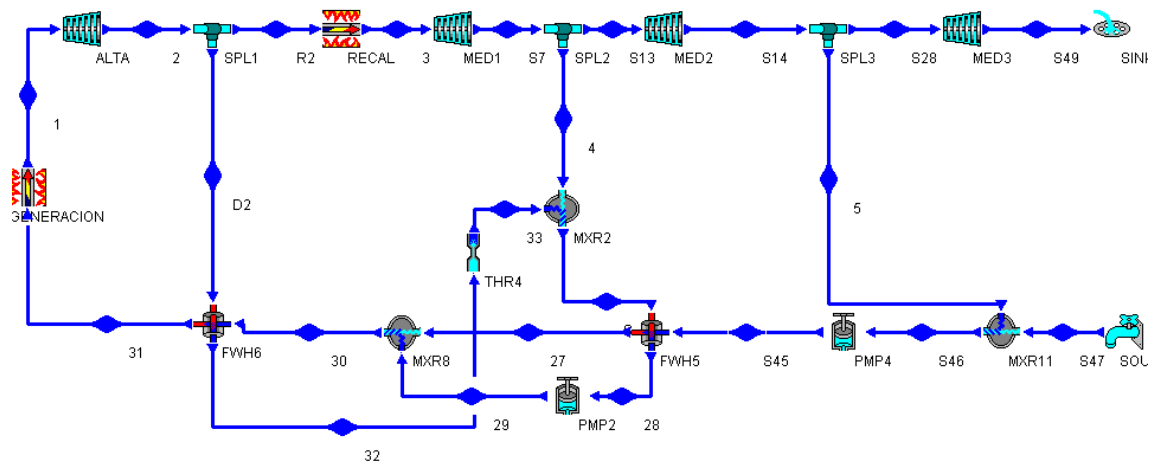


Figura 3.16 Pestaña Analyze de Cyclepad. Ciclo de alta

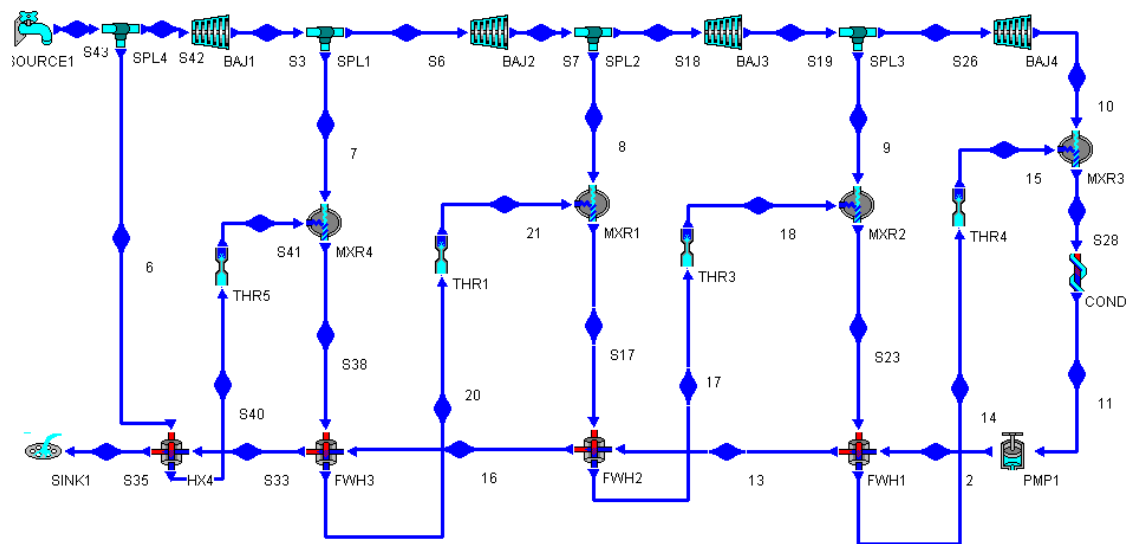


Figura 3.17 Pestaña Analyze de Cyclepad. Ciclo de baja

Para resolver el ciclo, se comienza por la zona de baja, es decir, desde la salida del cuerpo de turbinas de media presión hasta la entrada al desaireador. Para ello, se fija un gasto másico en la entrada al cuerpo de turbinas de baja presión de 100kg/s y se considera nulo el gasto en las extracciones.

Posteriormente se ajustan las diferencias de temperaturas que se deben cumplir en los intercambiadores atendiendo a los valores de TTD y DCA requeridos. En esta zona se encuentran 4 de los 6 FWH cerrados. Se comienza por ajustar el último FWH, ya que es el único del cual conocemos a que temperatura a la que entra el fluido (temperatura de condensación) y por tanto a la entra el fluido principal de la instalación (fluido frío).

A continuación, se fija un valor de temperatura de salida en el drenaje de modo que la diferencia entre la salida del fluido procedente de la extracción (fluido caliente) esté dentro de los valores permitidos para el DCA.

Para ajustar la diferencia de temperaturas entre el la salida del fluido frío y la entrada del caliente es necesario estimar la temperatura del fluido procedente de la extracción anterior, ya que éste se mezclará con el proveniente de la extracción y es la temperatura de ésta mezcla la



que se considera entrada del fluido caliente. Esta estimación se hará sabiendo que el fluido se enfría a su paso por la válvula de expansión previa a la entrada al FWH y que a la salida se encuentra en condiciones de saturación.

Una vez conocida la temperatura de entrada del fluido caliente, se varía el valor del gasto de la extracción de la turbina hasta que cumple la condición de TTD. Ha de tenerse en cuenta si el fluido caliente entra en condiciones de saturación o si lo hace en fase vapor, ya que si lo hace en fase vapor el fluido frío saldrá a una temperatura superior a la de saturación del caliente.

Para ajustar el resto de FWH de baja se repetirá el mismo procedimiento seguido en el caso anterior, conociendo que la temperatura de entrada del fluido frío en cada FWH es la de la salida de su antecesor.

A continuación, se procede al ajuste de las extracciones en el Cyclepad de alta presión. En este caso tenemos 3 extracciones, las cuales inicialmente también fijamos a 0 kg/s. Una de las extracciones es la que va al desaireador mientras que las otras dos pertenecen a los dos FWH restantes del ciclo. En este caso para evitar los problemas que podría ocasionar ir echando el fluido de los drenajes siempre hacia atrás, los drenajes de los FWH se hacen pareados, es decir, el de más alta presión drena hacia atrás, mientras que el anterior lo hace hacia delante con la ayuda de una pequeña bomba que sube la presión del fluido del drenaje hasta la presión del fluido principal.

El ajuste de estos FWH se realiza de manera similar al de baja presión, se van variando de manera simultánea los valores de las tres extracciones hasta obtener valores de TTD y DCA que estén dentro de los rangos permitidos.

La potencia total del ciclo se obtiene sumando los valores de *net-power* dados por cada uno de los Cyclepad. Para obtener el valor de 100MW fijado inicialmente, se realiza una sencilla proporción entre la potencia obtenida con el gasto másico total de la central estimado y se calcula el gasto másico necesario para obtener una potencia de 100MW.

Se fijan los valores en % de cada una de las extracciones, de modo que se siga manteniendo los porcentajes de fluido extraído en cada sangrado y finalmente, sustituyendo el valor de gasto másico se consigue obtener una buena primera aproximación de lo que sería el ciclo de vapor de la central.

Un estudio más fino del porcentaje de fluido extraído en cada extracción y de los valores de TTD y DCA en cada uno de los FWH, daría como resultado un ciclo de mayor eficiencia, pero dado que el objetivo de esta parte del proyecto no es hacer el cálculo exhaustivo del ciclo de la central sino obtener un valor de la potencia requerida en el condensador para el posterior estudio de las torres de refrigeración, se toma esta primera aproximación del ciclo como buena.

En los anexos se pueden encontrar las características y esquemas del ciclo.



CAPÍTULO 4: DISEÑO Y SIMULACIÓN DE LAS TORRES DE REFRIGERACIÓN

En este capítulo se desarrollarán y explicarán todos los cálculos realizados en las hojas de Mathcad de cada una de las torres. Además se justificarán las hipótesis asumidas y se indicará el origen de las ecuaciones y correlaciones usadas.

En los archivos adjuntos, se pueden encontrar las hojas de Mathcad creadas. En total, se han necesitado 27 hojas, ya que para cada una de las 3 regiones estudiadas se ha estudiado el funcionamiento de los 3 sistemas de refrigeración en 3 condiciones ambientales diferentes: el mes más frío, el más caluroso y el por último un mes con condiciones intermedias.

4.1 TORRE HÚMEDA

4.1.1 INTRODUCCIÓN

El tipo de torre húmeda que se ha seleccionado para representar la refrigeración con agua, ha sido una torre de sección cuadrada de tiro mecánico inducido que funcione con flujos de aire y agua en contracorriente.

La elección de este modelo de torre se basa en que, salvo en grandes centrales de carbón o nucleares donde se utilizan torres de tiro natural de alturas superiores a los 200m, en la mayoría de las centrales el tipo de torre húmeda elegida es la de tiro mecánico, donde el aire es inducido a pasar a través de la misma gracias al movimiento de un gran ventilador situado en la zona superior.

Para obtener los resultados de operación de la torre se ha hecho uso del software Mathcad. En él se han introducido las ecuaciones que rigen el comportamiento del aire y el agua a su paso por todos los elementos de la torre. Dicho programa puede dividirse en las secciones que se detallan a continuación:

4.1.2 DATOS INICIALES

Para poder realizar los cálculos, es necesario introducir al inicio del programa los siguientes parámetros que van a permanecer constantes a lo largo del programa:



AIRE		
PARÁMETRO	UNIDADES	VALOR
Cp	J/kg·K	1004
Rg	J/kg·K	287
Presión (Nivel del Mar)	Pa	$101 \cdot 10^3$

AGUA (Agua salada: Salinidad 30g/kg y Tª=40°C)		
PARÁMETRO	UNIDADES	VALOR
Cp (líquido)	J/kg·K	4030.7
Cp (vapor)	J/kg·K	1857
h_{fg0}	J/kg	$2333.8 \cdot 10^3$
ρ_w	kg/m ³	1014.6

Tabla 4.1 Datos iniciales para torre húmeda

Las propiedades del aire a la entrada de la torre, vienen determinadas por la temperatura de bulbo seco y la humedad relativa. Ambos parámetros se introducen al inicio del programa y serán los parámetros que harán variar las condiciones de operación de la torre.

Además, será necesario conocer la temperatura mínima hasta la que podríamos enfriar e agua. Este valor está fijado por la temperatura de bulbo húmedo del agua. Para calcular dicha temperatura en función de las propiedades del aire conocidas, se plantean dos alternativas:

A) Diagrama Psicométrico

Conociendo dos de las propiedades del aire, en este caso Tª bulbo seco y humedad relativa, se puede entrar en el diagrama y calcular de forma rápida y sencilla el resto de parámetros.

El inconveniente de este método son los errores susceptibles de cometerse en todo método gráfico, con los que los resultados únicamente pueden servir de orientación.

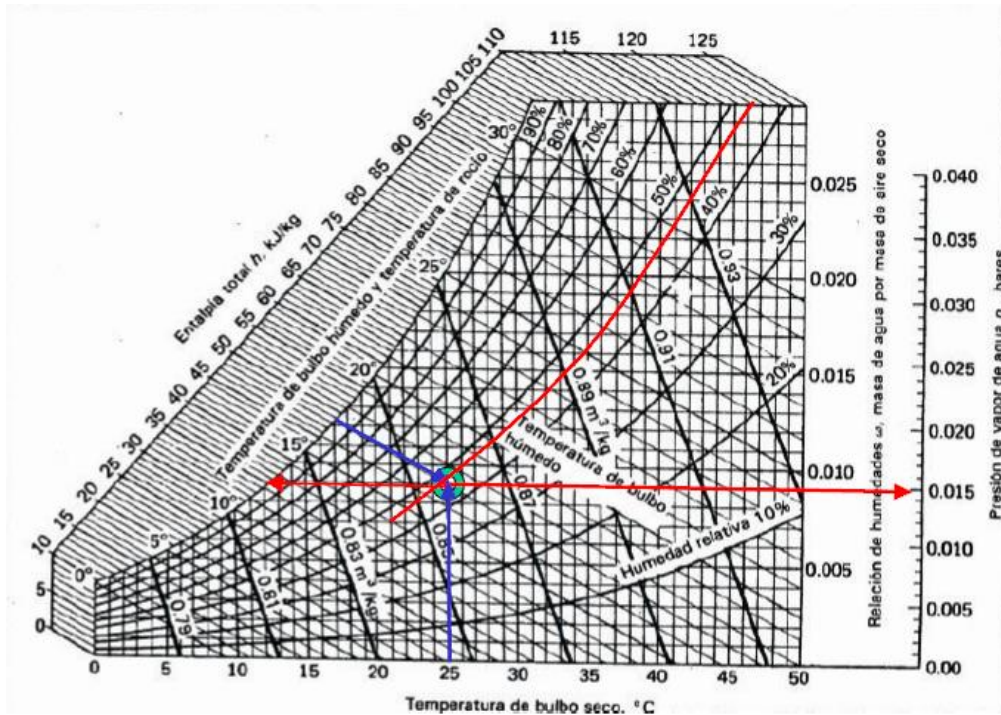


Figura 4.1 Diagrama Psicrométrico. Fuente: Apuntes Transferencia de calor

B) Ecuaciones/Correlaciones Psicometría

Conocida la T^a de bulbo seco (T_{ai}), se puede obtener la presión de vapor del aire saturado a través de la siguiente correlación:

$$p_{vs} = 2.368748 \cdot 10^{11} \cdot e^{\left(\frac{-5406.1915}{T_{ai}}\right)} \quad \text{Ecuación 4.1}$$

Además, conocida la humedad relativa (ϕ), es posible determinar la presión de vapor del agua (p_v):

$$\phi = \frac{p_v}{p_{vs}} \quad \text{Ecuación 4.2}$$

Con todo esto, se obtiene una primera forma de determinar la relación de humedades:

$$\omega = 0.622 \cdot \frac{p_v}{p - p_v} \quad \text{Ecuación 4.3}$$

Donde $p = 101 \cdot 10^5$ Pa (presión atmosférica)

Por otro lado, la relación de humedades puede determinarse en función de la presión de vapor del aire saturado a la temperatura de bulbo húmedo:

$$p_{vswb} = 2.368748 \cdot 10^{11} \cdot e^{\left(\frac{-5406.1915}{T_{wb}}\right)} \quad \text{Ecuación 4.4}$$

Será necesario dar valores a T_{wb} para obtener valores de p_{vswb} y poder calcular ω_{swb} :

$$\omega_{swb} = 0.622 \cdot \frac{p_{vswb}}{p - p_{vswb}} \quad \text{Ecuación 4.5}$$



El proceso iterativo finalizará una vez hayamos encontrado el valor para T_{wb} que haga que hasta que $\omega_{swb} = \omega$.

En este caso, aunque el proceso de cálculo resulta más largo, los resultados obtenidos son más exactos.

4.1.3 GEOMETRÍA DE LA TORRE

La geometría escogida, como se explicó en la introducción al apartado, ha sido la de una torre de sección cuadrada. El lado de la torre, se determina en función del diámetro del ventilador, de este modo, se ha tomado un lado igual a 1,5 veces el diámetro de la torre. Esta decisión, se ha obtenido tras simular la operación de la torre para distintos valores y ver qué ocurre con el rendimiento del ventilador.

En cuanto a la altura de la torre, al igual que se hará con los demás sistemas de refrigeración que se diseñen, por no ser un dato que tenga relevancia en los cálculos relativos a la transferencia de calor no se ha dado el valor.

4.1.4 CÁLCULO DE LA TEMPERATURA DE CONDENSACIÓN DEL CICLO

La temperatura a la que va a condensar el fluido de la central dentro del condensador variará dependiendo de las condiciones de funcionamiento de la torre, las cuales cambian dependiendo de las condiciones ambientales.

Para calcular la temperatura de saturación se procede del siguiente modo:

La potencia térmica del condensador se puede calcular como

$$Q_{cond} = UA\Delta T_{LM} = \dot{m}_w C_p (T_o - T_i) \quad [W] \quad \text{Ecuación 4.6}$$

Donde:

U: Coeficiente global de transferencia de calor $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$

A: Área de intercambio $[m^2]$

T_o : Temperatura del agua de refrigeración a la salida del condensador

T_i : Temperatura del agua de refrigeración a la entrada del condensador

ΔT_{LM} : Incremento de temperatura logarítmico medio $[K]$, se calcula como

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{sat} - T_i) - (T_{sat} - T_o)}{\ln\left(\frac{T_{sat} - T_i}{T_{sat} - T_o}\right)} \quad \text{Ecuación 4.7}$$



La ecuación 4.6 se puede escribir como:

$$\frac{(T_o - T_i)}{\Delta T_{LM}} = \frac{UA}{\dot{m}_w C_p} = cte$$

Puesto que el término de $UA/\dot{m}_w C_p$ permanece constante, ya que todos los parámetros no varían con las condiciones de operación, se tiene que para dos condiciones diferentes de operación 1 y 2:

$$\left(\frac{(T_o - T_i)}{\Delta T_{LM}} \right)_1 = \left(\frac{(T_o - T_i)}{\Delta T_{LM}} \right)_2$$

Sustituyendo ΔT_{LM} por la expresión 4.7:

$$\left(\frac{(T_{sat} - T_i)}{(T_{sat} - T_o)} \right)_1 = \left(\frac{(T_{sat} - T_i)}{(T_{sat} - T_o)} \right)_2$$

Asumiendo que la temperatura a la que entra el agua dentro del condensador es igual a la temperatura del agua de mar:

$$\left(\frac{(T_{sat} - T_{w_mar})}{(T_{sat} - T_o)} \right)_1 = \left(\frac{(T_{sat} - T_{w_mar})}{(T_{sat} - T_o)} \right)_2 \quad \text{Ecuación 4.8}$$

Además, el condensador suele trabajar con incrementos de temperatura constantes, por lo que la temperatura a la salida del condensador se calcula como:

$$\Delta T_{cond} = (T_o - T_{w_mar}) \quad \text{Ecuación 4.9}$$

$$T_o = \Delta T_{cond} + T_{w_mar} \quad \text{Ecuación 4.10}$$

Definiendo las condiciones de operación nominales basándose en los valores medios de Australia

$$\left(\frac{(T'_{sat} - T'_{w_mar})}{(T'_{sat} - T'_o)} \right)_1 = C_1 = 17,22$$

Donde:

$$T'_{sat} = 40^\circ\text{C}$$

$$T'_{w_mar} = 23,9^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_{cond} = 15^\circ\text{C} *$$

*El rango del condensador en condiciones nominales, se ha calculado obteniendo la potencia del condensador tras simular el ciclo nominal (100MW) en *Cyclepad* y realizando el balance el condensador, de donde se obtiene la siguiente expresión:

$$Q'_{cond} = 116.139 \text{ MW Cyclepad}$$

$$T'_o = \frac{Q'_{cond}}{\dot{m}_w C_p} + T'_{w_mar} \quad \text{Ecuación 4.11}$$



Con lo que:

$$\Delta T_{cond} = T'_o - T'_{w_mar} \quad \text{Ecuación 4.12}$$

Conocido $C1$ y ΔT_{cond} , además del valor de la temperatura del agua de mar para las distintas condiciones, de la ecuación 4.2 se puede calcular la nueva temperatura de condensación y tras introducir esta nueva temperatura de condensación en el *Cyclepad*, la potencia que se obtendrá del ciclo como función de las condiciones ambientales.

4.1.5 CÁLCULO DE LA TEMPERATURA DEL AGUA EN LA TORRE

En este apartado se pretende conocer la temperatura del agua a enfriar a lo largo de las distintas zonas de la torre.

La torre va a operar en un ciclo abierto en el que se toma agua del mar, esta pasa por el condensador donde absorbe calor y finalmente se vuelve a enfriar hasta una temperatura próxima a la de bulbo húmedo, antes de devolverla al mar.

Como se explicó en el apartado anterior, la temperatura de entrada del agua en el condensador se va a asumir igual a la temperatura del agua de mar.

Por otro lado, es necesario fijar el gasto másico de agua que va a circular por el condensador (\dot{m}_{w_total}). Este valor será un valor fijo que se determinará para que la bomba de circulación funcione en las mejores condiciones posibles.

Conocido el gasto másico y la densidad del agua, podemos determinar el caudal de agua que hay que mover en el circuito de refrigeración ($V_{refrigeración}$):

$$V_{refrigeración} = \frac{\dot{m}_{w_total}}{\rho_w} \left[\frac{m^3}{s} \right] \quad \text{Ecuación 4.13}$$

El caudal resultante que circula por el circuito de refrigeración es

$$V_{refrigeración} = 1.87 \frac{m^3}{s} = 6732 \frac{m^3}{h}$$

Dado que el caudal es muy elevado para que lo mueva una sola bomba, se opta por utilizar varias bombas funcionando en paralelo, de manera que el caudal total se reparte en partes iguales entre cada una de las bombas instaladas:

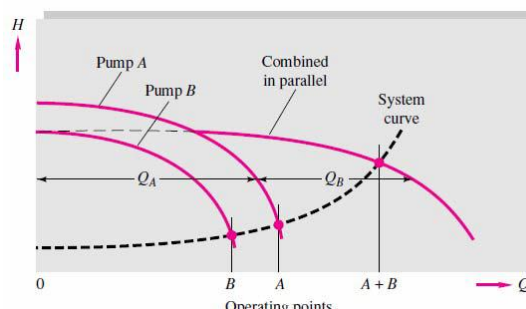


Figura 4.2 Curvas características de bombas en paralelo. Fuente: Apuntes Máquinas hidráulicas

El tipo de bombas escogidas, son bombas centrífugas de alto caudal de la casa *Hidromac* como la que se muestra en la figura siguiente.

(Su hoja de especificaciones puede consultarse en la bibliografía):

Línea ETA

Caudal hasta 10.000 gpm/2200 m³/h

Elevación hasta 450m

Descarga 8",10",12" DIN o ANSI

Sellamiento: Sello mecánico ó empaquetadura.

Bombas centrífugas de flujo mixto, de alto caudal y baja cabeza. Utilizada para bombear líquidos limpios o turbios, se aplica principalmente en suministros de aguas para servicios públicos, agricultura, riego por inundación, circulación de condensados y servicio de aire acondicionado, etc.



Figura 4.3 Características bomba ETA 300-350. Fuente: Hidromac

Como puede verse, el caudal máximo que mueve la bomba es de 2200 m³/h, con lo que harán falta 4 bombas funcionando en paralelo. De este modo, cada bomba moverá un caudal de 1683 m³/h y consumirá una potencia que se calcula como:

$$P_{bomba} = \frac{V_{refrigeración} \cdot \Delta P}{\eta} [W] \quad \text{Ecuación 4.14}$$

Donde:

η : Rendimiento de la bomba. Se ha tomado un rendimiento de 0.7

ΔP : Salto de presiones que tiene que vencer la bomba. Como se explicó en el punto 2.2.2, el agua se reparte en la torre a través de los distribuidores, los cuales pueden ser presurizados con presiones comprendidas entre 0.5-1.5 bar. Además el equipo de bombeo ha de vencer las pérdidas de carga que ocurran en el circuito de refrigeración. Estas pérdidas no se han calculado, ya que no se ha entrado a definir los parámetros geométricos de las tuberías de dicho circuito, sin embargo se asumen dentro del ΔP tomado, de forma que como el agua se toma a 1 atm ~ 1 bar, el incremento de presiones que tienen que vencer la bomba es $\Delta P = 1.5 - 1 = 0.5 \text{ bar} = 0.5 \cdot 10^5 \text{ Pa}$.

Con todo esto:

$$P_{bomba} = \frac{1683 \cdot 0.5 \cdot 10^5}{3600 \cdot 0.7} = 0.0333 \cdot 10^6 W$$

En total, para las 4 bombas la potencia consumida será:

$$P_{bomba_total} = 0.0333 \cdot 10^6 \cdot 4 = 0.133 \cdot 10^6 W$$

Este valor se considera fijo para todas las condiciones de funcionamiento.



Por otro lado, el salto térmico que va a tener el agua de mar dentro del condensador, se calculó para las condiciones nominales y permanecerá constante, con lo que sabiendo la temperatura de entrada al condensador, podemos conocer la temperatura a la que saldrá. Esta temperatura de salida en el condensador será a la que entre el agua en la torre.

El agua entrará en la torre por la zona superior. Tras ser vaporizada por los distribuidores, las gotas descienden intercambiando calor con el aire en contracorriente. La temperatura de esta zona se estimará como la media entre la temperatura de entrada y la de salida de la torre.

Finalmente el agua saldrá a una temperatura próxima al mínimo que se puede alcanzar, es decir, la temperatura de bulbo húmedo calculada en el apartado anterior. La aproximación a dicho valor se ha tomado como un valor constante e igual a 5°C.

La siguiente figura muestra la evolución general de las temperaturas del aire y agua durante el proceso:

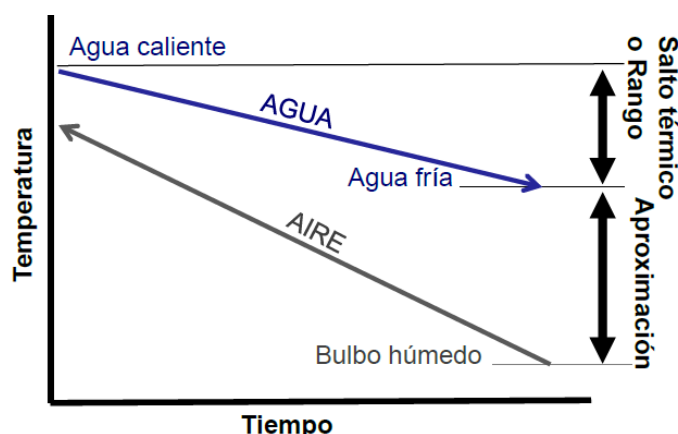
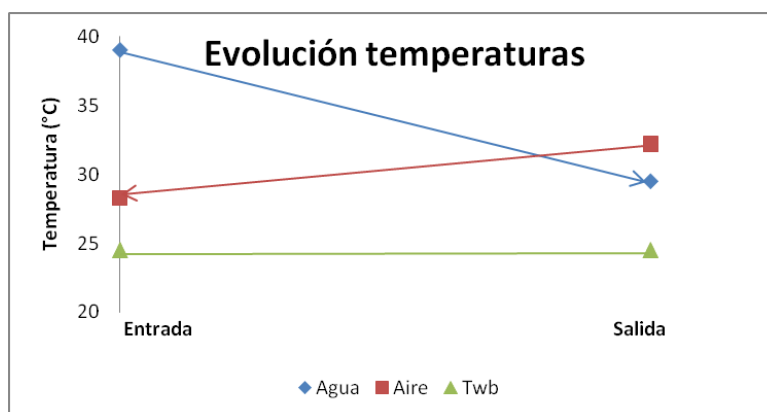


Figura 4.4 Evolución de las temperaturas del aire y agua en la torre. Fuente: Apuntes Sistemas térmicos

En ella se puede observar como el agua se enfría hasta una temperatura de salida que es igual a la de bulbo húmedo más la aproximación y que a este salto de temperaturas se le denomina “Rango”.

A continuación, se muestra a modo de ejemplo, la evolución de temperaturas para las condiciones medias en Australia:



Gráfica 4.1 Evolución de las temperaturas del aire y agua en la torre en enero para Australia



De la figura anterior cabe destacar dos aspectos, en primer lugar el cruce entre las temperaturas del aire y agua. Este fenómeno muestra precisamente una de las principales ventajas del enfriamiento húmedo, como es la posibilidad de enfriar el agua hasta una temperatura inferior a la que entra el aire en la torre, sin embargo, nótese que no se podrá sobrepasar la temperatura de bulbo húmedo.

En segundo lugar, la evolución de la temperatura del aire muestra que el aire también se enfría a su paso por la torre. Este hecho no es extraño en climas de baja humedad como Australia. En el Capítulo 6 se comentarán todos los resultados relacionados con el impacto ambiental que tienen las torres, y entre estos aspecto se analizará más en detalle la temperatura a la que sale el aire y el agua de las torres.

Siguiendo lo explicado anteriormente se tiene:

-Temperatura de entrada del agua: $T_{wi} = T_{w_mar} + \Delta T_{cond}$ *Ecuación 4.15*

-Temperatura de salida del agua: $T_{wo} = T_{wb} + Aprox$ *Ecuación 4.16*

-Salto térmico o Rango: $Rango = T_{cond} - T_{wo}$ *Ecuación 4.17*

-Temperatura zona media: $T_{wm} = \frac{T_{wi} + T_{wo}}{2}$ *Ecuación 4.18*

4.1.6 CÁLCULO DE GASTOS MÁSICOS DE AGUA Y AIRE. NÚMERO DE TORRES

En el apartado anterior, se determinó el gasto másico de agua que circula por el condensador. Este mismo gasto que circula por el condensador será el que se tenga que introducir en las torres.

Una vez conocido el gasto de agua, el gasto de aire viene determinado por la relación agua/aire (L/G). Este parámetro en torres de tiro mecánico toma valores comprendidos entre 0.5-2.5, como uno de los objetivos de diseño es encontrar la solución con el menor número de celdas posibles, se toma el valor mínimo de la relación y con ello el gasto de aire total queda:

$$\dot{m}_{a,total} = \frac{\dot{m}_{w,total}}{0,5} \quad \text{Ecuación 4.19}$$

Finalmente, para determinar los gastos másicos por unidad de área, basta con dividir estos entre el área frontal de la torre ya calculada.

Si el gasto másico de agua por unidad de área es superior al máximo ($4,2 \text{ kg/m}^2\cdot\text{s}$), será necesario operar con varias torres. El número de torres, se ha tomado como el valor entero superior del cociente entre el gasto de agua por unidad de área necesario y el máximo de $4,2 \text{ kg/m}^2\cdot\text{s}$.

Este número se ha calculado únicamente teniendo en cuenta la refrigeración del agua del condensador, sin embargo en una central aparecen más dispositivos de refrigeración que han

de ser refrigerados con el agua proveniente de las torres. Además, en caso de emergencia, el equipo de enfriamiento ha de estar capacitado para condensar todo el fluido que circula por las turbinas. Por todo ello, será necesario construir más torres de las aquí determinadas.

4.1.7 INTERCAMBIO DE CALOR EN EL EMPAQUETAMIENTO

Para calcular el calor intercambiado en el empaquetamiento, es necesario fijar los valores geométricos del mismo. Como dato de diseño se ha tomado una longitud de empaquetamiento de 3m (valor típico en el tipo de torres utilizado). Además, puesto que la torre funciona con flujos de aire y agua en contracorriente, el área de intercambio es el mismo para el aire y para el agua. Esta área será la longitud del lado de la torre al cuadrado:

$$A_{inter} = L_{torre}^2 = 334.45 \text{ m}^2 \quad \text{Ecuación 4.20}$$

A continuación, se expondrán los mecanismos y ecuaciones que rigen el intercambio de calor y masa entre las gotas de agua y el aire en el empaquetamiento.

4.1.7.1 Principios de transferencia de calor

De los distintos mecanismos de transferencia de calor, el que toma mayor importancia será el de evaporación, ya que por radiación es despreciable debido al bajo nivel térmico de las gotas de agua y por conducción es menor a un tercio del total, ya que depende de la diferencia de temperaturas entre el agua y el aire.

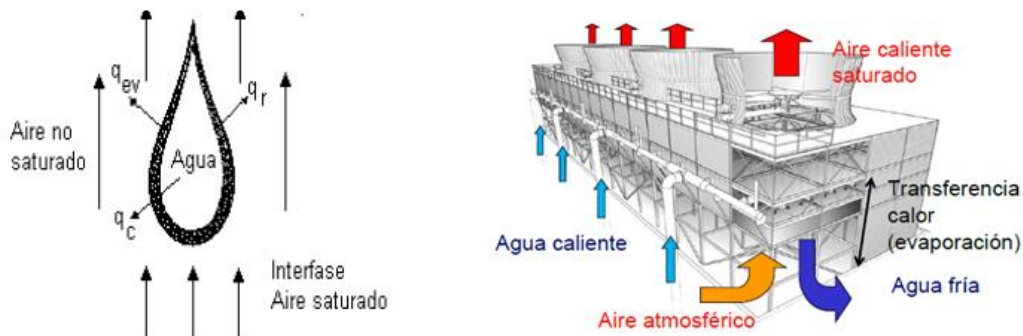


Figura 4.5 Mecanismos de transf. de calor en una gota (izq.) y zonas de intercambio (der.). Fuente: Apuntes Sistemas térmicos

Las figuras superiores muestran la zona de intercambio y lo que ocurre entre una gota de agua y el aire. Para que estén en equilibrio el aire y el agua, el aire tendría que estar saturado, sin embargo, el aire que entra en la torre no lo está (humedad relativa <100%). Por ello las gotas de agua al descender se van evaporando y de ese modo el aire gana humedad hasta salir de la torre en condiciones de saturación. Este mecanismo de difusión de masa se da hasta que las gotas alcanzan la temperatura de bulbo húmedo.

Las ecuaciones que rigen este intercambio de masa y energía son las siguientes:

**Conservación de la masa**

El agua que se evapora al descender por el empaquetamiento (dirección z) se transfiere al aire, cargándose este de humedad.

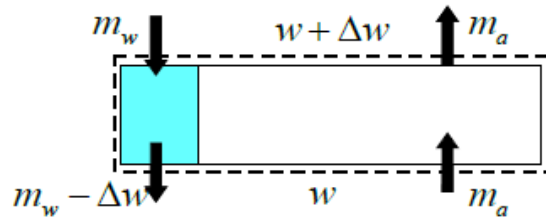


Figura 4.6 Balance masa. Fuente: Apuntes Sistemas Térmicos

$$\frac{dm_w}{dz} = m_a \quad \text{Ecuación 4.21}$$

$$\frac{dm_a}{dz} = 0 \quad \text{Ecuación 4.22}$$

Conservación de la energía

La variación en la energía, se calcula como la masa que circula por la variación de entalpías.

$$\frac{d(m_w i_w)}{dz} = m_a \frac{di}{dz} = \frac{dq}{dz} \quad \text{Ecuación 4.23}$$

Desarrollando la ecuación anterior, se tiene

$$m_w \frac{di_w}{dz} + i_w \frac{dm_w}{dz} = m_a \frac{di}{dz} = \frac{dq}{dz}$$

Asumiendo la hipótesis de que para el agua, la variación en la evaporación es mucho menor que la variación de la entalpía, es decir:

$$m_w \frac{di_w}{dz} \gg i_w \frac{dm_w}{dz}$$

La ecuación inicial queda escrita como:

$$m_w \frac{di_w}{dz} = m_a \frac{di}{dz} = \frac{dq}{dz} \quad \text{Ecuación 4.24}$$

Flujos de masa y energía

El flujo de calor que pasa de la sustancia caliente a la fría, se calcula de manera convencional como:

$$dq_c = h(T_s - T)dA \quad \text{Ecuación 4.25}$$

Donde:

h: Coeficiente de transferencia de calor



T_s : Temperatura del agua.

T: Temperatura del aire.

A: Área de intercambio.

Por otro lado, la transferencia de masa es proporcional al coeficiente convectivo de masa y a la fuerza impulsora que es la concentración del vapor saturado a la temperatura del agua, respecto a la concentración del aire.

$$dq_m = h_d(w_{sw} - w)i_{vw}dA \quad \text{Ecuación 4.26}$$

Donde:

h_d : Coeficiente de transferencia de masa

w_{sw} : Relación de humedad del vapor saturado a la temperatura del agua

w : Relación de humedad del aire

i_{vw} : Entalpía del vapor de agua

Con todo esto, el flujo de calor total intercambiado se calcula como:

$$dq = dq_c + dq_m \quad \text{Ecuación 4.27}$$

No obstante, aún hay que manipular las ecuaciones anteriores de manera que la transferencia de energía sea proporcional a una única misma fuerza impulsora. Por esta razón se realiza la siguiente operación en la cual se transforma la fuerza impulsora del término convectivo de calor (temperaturas) al de masa (relación de humedades)

$$i_{sw} = i_{aw} + w_s i_{vw} = C_{p_a} T_w + (w_{sw} - w)i_w + w i_{vw} \quad \text{Ecuación 4.28}$$

$$i = i_a + w i_v = C_{p_a} T + w i_v \quad \text{Ecuación 4.29}$$

Restando ambas expresiones se tiene que

$$i_{sw} - i = C_{p_a}(T_w - T) + (w_s - w)i_{vw}$$

De modo que despejando la diferencia de temperaturas y sustituyendo en la ecuación 4.25 se tiene que el flujo de transferencia de calor se puede escribir como:

$$dq_c = h(T_w - T)dA = h \left[\frac{i_{sw} - i}{C_p} - \frac{(w_s - w)i_{vw}}{C_p} \right] dA \quad \text{Ecuación 4.30}$$

Si sumamos los términos de flujo de masa y de calor se tiene que:

$$dq = dq_c + dq_m = h \left[\frac{i_{sw} - i}{C_p} - \frac{(w_s - w)i_{vw}}{C_p} \right] dA + h_d(w_{sw} - w)i_{vw}dA$$

Manipulando la ecuación se llega a

$$dq = h_d dA [(i_{sw} - i)Le_f + (w_{sw} - w)i_{vw}(1 - Le_f)] \quad \text{Ecuación 4.31}$$



Donde:

$$Le_f: \text{Número de Lewis. } Le_f = \frac{h}{c_p \cdot h_d}$$

Para torres húmedas, se asume la hipótesis de que el número de Lewis es igual a 1, con lo que finalmente se obtiene una expresión compacta para calcular el flujo convectivo total

$$dq = h_d(i_{sw} - i) dA \quad \text{Ecuación 4.32}$$

Con lo que se tiene que la fuerza impulsora es la diferencia de entalpías del aire saturado a la temperatura del agua y la entalpía del aire que asciende por la torre.

Recopilando las expresiones obtenidas con las ecuaciones de conservación de la masa junto con esta última expresión para el flujo convectivo total, se tiene el siguiente sistema de ecuaciones que determina el calor que se intercambia en el empaquetamiento

$$m_w \frac{di_w}{dz} = \frac{dq}{dz} \quad (1)$$

$$m_a \frac{di}{dz} = \frac{dq}{dz} \quad (2)$$

$$dq = h_d(i_{sw} - i) dA \quad (3)$$

Dependiendo cómo se combinen estas tres ecuaciones, se desarrollan diferentes modelos de cálculo. Si combinamos las expresiones 1 y 3 se tiene:

$$\int_{i_{wo}}^{i_{wi}} \frac{di_w}{i_{sw} - i} = \frac{h_d A}{m_w} \quad \text{Ecuación 4.33}$$

Para resolver esta integral, conocida como Integral de Merkel, existen diversos métodos como el de la cuadratura británica, ϵ -NTU o Poppe. En el caso estudiado, se ha usado el método ϵ -NTU ya que es el más empleado en el cálculo de torres de refrigeración.

4.2.7.2 Método ϵ -NTU

Los cálculos realizados son los siguientes:

1) Entalpías del agua

Es necesario conocer las entalpías del agua en la entrada, salida y zona media de la torre. Cada una de ellas se calculará como:

$$i_{sw} = i_{aw} + \omega_s i_{vw} = C_p a T + \omega_s (C_p v T + i_{fg0}) \quad \text{Ecuación 4.34}$$

i_{sw} : Entalpía del agua

i_{aw} : Entalpía del aire saturado

i_{vw} : Entalpía de vapor

T: Temperatura del agua en la sección correspondiente en °C

i_{fg0} : Entalpía de cambio de fase

ω_s : Relación de humedades del aire saturado $\omega_s = 0.622 \frac{p_{vs}}{p - p_{vs}}$



p_{vs} : Presión de vapor saturado $p_{vs} = 2.368748 \cdot 10^{11} \cdot e^{\left(\frac{-5406.1915}{T}\right)}$

2) Entalpía del aire en la entrada

Del mismo modo, es necesario conocer la entalpía del aire en las condiciones de entrada

$$i_i = i_{ai} + \omega_i i_{vi} = C_p T + \omega_i (C_p T_{ai} + i_{fg0}) \quad \text{Ecuación 4.35}$$

T_{ai} : Temperatura del aire en la entrada

ω_i : Relación de humedad del aire. (Calculada al principio)

3) Parámetros ε -NTU

La integral de Merkel se puede reescribir a partir de la función de empaquetamiento dada por el fabricante:

$$\int_{i_{wo}}^{i_{wi}} \frac{di_w}{i_{sw} - i} = IM = \text{Función de empaquetamiento} \cdot L_{fill} = NTU_{min} \cdot \frac{\frac{i_{swi} - i_{swo}}{\text{Rango}}}{C_{pw}} \quad \text{Ecuación 4.36}$$

La función de empaquetamiento, al igual que las constantes para las pérdidas de carga del aire en cada uno de los elementos de la torre, se ha obtenido del libro de torres de refrigeración de Kröger. Además, como se explicó en el apartado 2.5, como se está trabajando con agua de mar, se ha tomado una función de empaquetamiento que de cómo resultado altas pérdidas de carga, ya que esta tendrá que ser bastante densa para aumentar la transferencia de calor.

$$\text{Función de Empaquetamiento} = FE = 0.81 \cdot \left(\frac{G_w}{G_a}\right)^{0.79} [m^{-1}] \quad \text{Ecuación 4.37}$$

Combinando ambas expresiones, se obtienen el valor para NTU_{min}

$$NTU_{min} = \frac{FE \cdot L_{fill} \cdot \frac{i_{swi} - i_{swo}}{\text{Rango}}}{C_{pw}} \quad \text{Ecuación 4.38}$$

Para el tipo de torre utilizada en la que los fluidos se encuentran en contracorriente la eficiencia se calcula como:

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{(-NTU_{min} \cdot (1-C))}}{1 - C \cdot e^{(-NTU_{min} \cdot (1-C))}}; \quad \text{Ecuación 4.39}$$

$$\text{Con } C = \frac{m_w \cdot C_{pw}}{m_a \cdot \frac{i_{swi} - i_{swo}}{\text{Rango}}}$$

Por otro lado, la potencia máxima que se podría intercambiar, vienen dada por:

$$Q_{max} \approx \frac{m_w \cdot C_{pw}}{\frac{i_{swi} - i_{swo}}{\text{Rango}}} \cdot (i_{swi} - \lambda - i_i) \quad \text{Ecuación 4.40}$$



Una vez calculados todos los parámetros necesarios, se puede calcular la potencia intercambiada en el empaquetamiento como:

$$Q = \varepsilon \cdot Q_{max} \quad \text{Ecuación 4.41}$$

4.1.8 CÁLCULO DE LA TEMPERATURA DEL AIRE A LA SALIDA DE LA TORRE

Para conocer las propiedades del aire a la salida de la torre, se realiza el siguiente balance entre el aire y el agua:

$$\dot{m}_w \cdot C_{p_w} \cdot Rango = \dot{m}_a \cdot (i_o - i_i) \quad \text{Ecuación 4.42}$$

De dicho balance se puede obtener la entalpía del aire a la salida. Además, como se ha explicado, en general, el aire a la salida de la torre se encontrará en condiciones de saturación, con lo que la humedad relativa en este punto será del 100%.

Una vez conocidas dos de las propiedades del aire, se pueden obtener el resto mediante uno de los dos métodos expuestos en el apartado donde se calculó la temperatura de bulbo húmedo.

Utilizando un proceso iterativo en el que se van dando valores a la variable T_{ao} (Temperatura del aire a la salida), se calculan todas las propiedades de la mezcla hasta obtener una entalpía igual a la despejada de la ecuación anterior.

Presión de vapor:

$$p_{vsao} = 2.368748 \cdot 10^{11} \cdot e^{\left(\frac{-5406.1915}{T_{ai}}\right)}$$

Relación de humedades:

$$\omega_o = 0.622 \frac{p_{vsao}}{p - p_{vsao}}$$

Entalpía

$$i_o = i_{ao} + \omega_o i_{vo} = C_{p_a} T + \omega_o (C_{p_v} T_{ao} + i_{fg0})$$

Una vez que el valor de la entalpía converge, se habrá encontrado un primer valor de la temperatura del aire a la salida y se podrá calcular la densidad del aire a la salida y en la sección media.

No obstante, el valor de T_{ao} obtenido, podría ser mayor o menor al calculado ya que el empaquetamiento que se ha usado es fijo. Esto provoca que el calor que se intercambia sea en ocasiones mayor o menor al calculado. Para verificar que el valor calculado es suficientemente bueno, se realiza la siguiente comprobación:

$$Q_0 = \dot{m}_a \cdot (i_o - i_i) \quad Q_1 = \varepsilon \cdot Q_{max}$$

$$\text{Comprobación} = \frac{Q_0 - Q_1}{Q_0} \cdot 100 \quad \text{Ecuación 4.43}$$

Si el resultado es mayor a un 5% en valor absoluto, se reestima T_{ao} hasta que lo sea.

4.1.9 CURVA RESISTENTE DEL AIRE

Calculado el calor intercambiado, es necesario conocer el funcionamiento del ventilador. Para ello hay que calcular las pérdidas de carga que sufre el aire.

El aire a su paso por la torre va sufriendo una serie de pérdidas de carga. La suma de estas pérdidas de carga forma lo que se denomina curva resistente.

A continuación, se muestra a modo de ejemplo, la forma típica que tienen la curva resistente de la instalación (en trazo verde) y la curva del ventilador (en negro). Se muestra además que el punto de funcionamiento (Caudal que mueve (Q) y Altura o Incremento de presión (H) que ejerce) viene determinado por el cruce de ambas curvas.

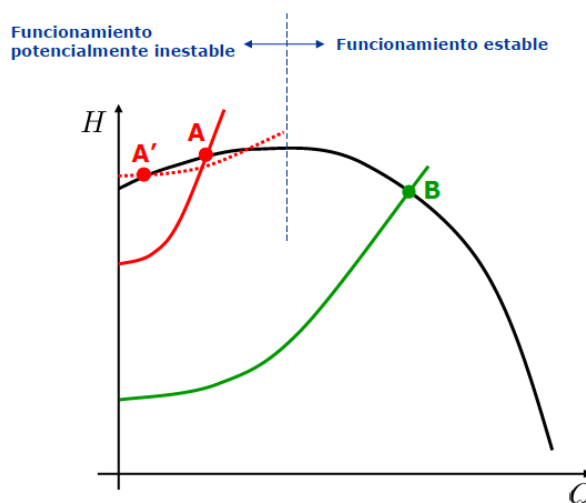


Figura 4.7 Curva resistente instalación. Fuente: Apuntes Máquinas hidráulicas

A la hora de seleccionar el ventilador, ha de tenerse en cuenta que el punto de corte de ambas curvas se dé en la zona de funcionamiento estable. En esta zona, un pequeño aumento del caudal implicaría una disminución del incremento de presión lo que provocaría que el caudal por sí mismo volviera a disminuir hasta volver al punto de funcionamiento. Esta autorregulación no ocurre en zonas de funcionamiento inestables (punto A) donde ante por ejemplo un descenso del caudal hasta A', disminuye el incremento de presiones ejercido impidiendo que se vuelva a recuperar el punto de funcionamiento.

La figura siguiente, muestra las zonas donde se encuentran las principales pérdidas de carga para el aire.

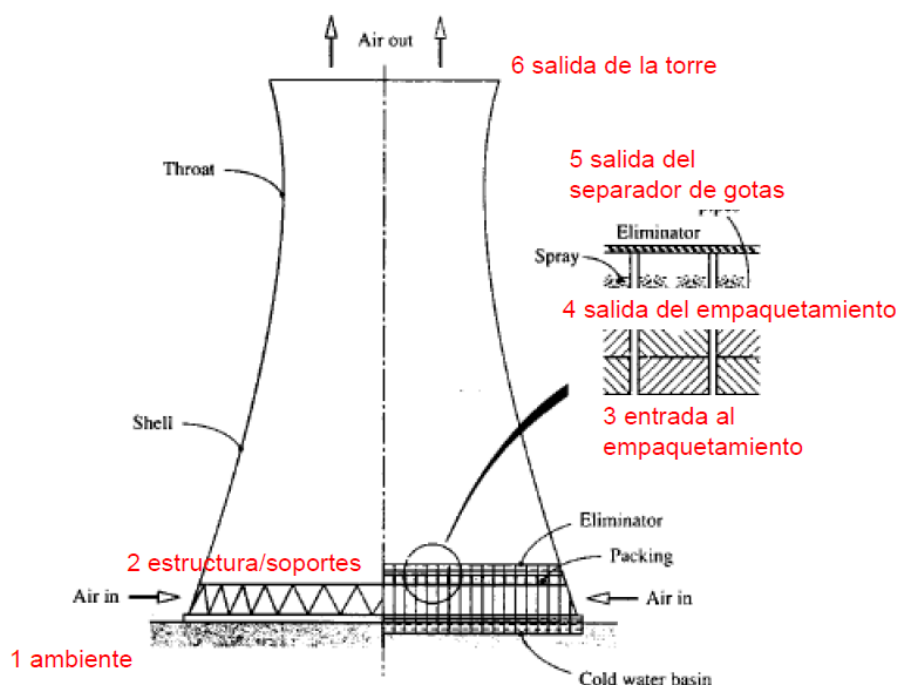


Figura 4.8 Puntos significativos de pérdida de carga en torres húmedas. Fuente: Apuntes Sistemas Térmicos

La pérdida de carga en cada una de las zonas se calcula como:

$$\left(p + \frac{1}{2}\rho v^2\right)_1 - \left(p + \frac{1}{2}\rho v^2\right)_2 = \Delta P_{12} = K \left(\frac{\dot{m}(1+\omega)}{A}\right)^2 \frac{1}{2\rho} \quad \text{Ecuación 4.44}$$

Donde:

K: Constante experimental

\dot{m} : Gasto másico de aire

A: Área sobre la que está referida la constante K

ρ : Densidad del aire en la zona sobre la que está referida K

Las constantes K usadas, han sido obtenidas del libro de Kröger de ejemplos típicos para este tipo de torres. A continuación se muestran los valores tomados y la zona sobre la que han sido referidos:

ZONA	K	ÁREA	Propiedades Aire
Estructura/Soportes	0.5	Área frontal de la torre: (L^2)	Entrada
Entrada/Salida Ventilador	0.5	Área del ventilador: ($\pi \cdot d_f^2/4$)	Salida
Eliminador de gotas	3	Área frontal de la torre: (L^2)	Salida

Tabla 4.2 Puntos significativos de pérdida de carga en torres húmedas

No obstante, el elemento que más dificulta el paso del aire y en consecuencia, mayor pérdida de carga ejerce, es el empaquetamiento. La constante K en esta zona (K_{fill}), no es un valor constante ni fácil de determinar, por ello el fabricante, tras realizar los ensayos pertinentes, es el que proporciona la ecuación para determinar dicho valor.

Para el empaquetamiento escogido, la expresión que determina K_{fill} es la siguiente:



$$K_{fill} = 2.55 \left(\frac{G_w}{G_a} \right) + 11.5 \cdot L_{fill} \quad \text{Ecuación 4.45}$$

Donde

G_w : Gasto másico de agua por unida de área: $\frac{\dot{m}_w}{L^2}$

G_a : Gasto másico de aire por unida de área: $\frac{\dot{m}_a}{L^2}$

L_{fill} : Longitud de empaquetamiento (4m)

Esta constante, está basada en el área frontal de la torre (L^2) y con las propiedades del aire en la sección media.

4.1.10 SELECCIÓN DEL VENTILADOR. CURVA VENTILADOR

Una vez determinada la curva resistente de la instalación, se procede a la selección de un ventilador que cumpla con los requisitos requeridos.

El ventilador escogido, ha sido un ventilador axial de la casa Hudson de 40ft de diámetro (12.19m) y 8 palas.



Adjustable Pitch Fan Assembly
34' through 40' Diameter

Hudson Tuf-Lite II® fan blades
Figura 4.9 Ventilador de 40ft de diámetro. Fuente: Hudson

Las curvas de que proporcionan la potencia y aporte de carga del ventilador vienen proporcionadas por el fabricante para unas condiciones de funcionamiento:

$$d_r = 9.5 \text{ m} \quad \rho_r = 1.2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad N_r = 120 \text{ rpm}$$

Aporte de carga

$$\Delta P_r = (300 + 40 \cdot 10^{-3} \cdot V_r - 100 \cdot 10^{-6} \cdot V_r^2 - 150 \cdot 10^{-9} \cdot V_r^3) [Pa] \quad \text{Ecuación 4.46}$$

Potencia consumida

$$P_r = (203300 - 60 \cdot V_r + 460 \cdot 10^{-3} \cdot V_r^2 - 400 \cdot 10^{-6} \cdot V_r^3) [W] \quad \text{Ecuación 4.47}$$



En ambas ecuaciones es necesario conocer el caudal en condiciones de referencia que circula por el ventilador. Este parámetro se calculará a partir del caudal conocido de aire que circula por el ventilador y las siguientes leyes de semejanza para ventiladores semejantes:

$$\frac{g\Delta P}{N^2 D^2} = f1 \left(\frac{V}{ND^3} \right) \quad \text{Ecuación 4.48}$$

$$\frac{P}{\rho N^3 D^5} = f2 \left(\frac{V}{ND^3} \right) \quad \text{Ecuación 4.49}$$

Donde:

N: Velocidad de giro del ventilador (rpm)

D: Diámetro del ventilador

V: Caudal de aire que circula por el ventilador (m³/s)

El caudal de aire seco que circula por el ventilador se calcula a partir de la siguiente expresión:

$$V = \frac{m_a \cdot (1 + \omega_o)}{\rho_o} \quad \text{Ecuación 4.50}$$

Con lo que el caudal en condiciones de referencia queda:

$$V_r = V \frac{N_r}{N} \left(\frac{d_r}{d} \right)^3 \quad \text{Ecuación 4.51}$$

Las expresiones dadas por el fabricante para la potencia y el aporte de carga, han de corregirse para las condiciones de funcionamiento de la torre, haciendo nuevamente uso de las leyes de semejanza:

$$\Delta P = \Delta P_r \frac{\rho_o}{\rho_r} \left(\frac{N}{N_r} \right)^2 \left(\frac{d_r}{d} \right)^2 \quad \text{Ecuación 4.52}$$

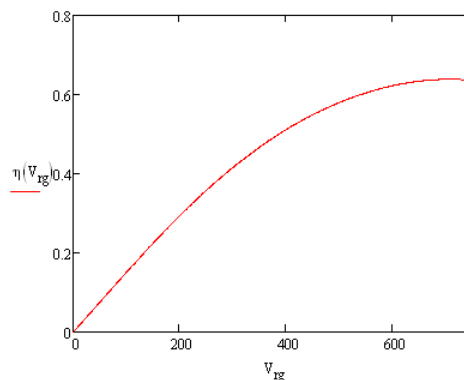
$$P = P_r \frac{\rho_o}{\rho_r} \left(\frac{N}{N_r} \right)^3 \left(\frac{d_r}{d} \right)^5 \quad \text{Ecuación 4.53}$$

Por último se calcula el rendimiento del ventilador. Puesto que se han utilizado ventiladores semejantes, el rendimiento será el mismo bien se calcule para las condiciones de referencia o para las condiciones de funcionamiento.

$$\eta = V \frac{\Delta P}{P} \quad \text{Ecuación 4.54}$$

Los valores que se obtengan para el rendimiento, variarán según sean las condiciones de funcionamiento, sin embargo, las variaciones no serán muy significativas.

A continuación se muestra la gráfica del rendimiento en función del caudal obtenida de la hoja de Mathcad de torre húmeda en Australia en las condiciones medias:



Gráfica 4.2 Curva característica del ventilador

Donde el rendimiento máximo es del 63.9% para caudales de 706-709 m³/s.

4.2 TORRE HÍBRIDA

4.2.1 INTRODUCCIÓN

La torre híbrida que se ha escogido para la representación de la refrigeración conjunta de aire y agua, ha sido una torre inducida con paso de aire en paralelo y flujos cruzados en la zona seca y en contracorriente en la zona húmeda. Se ha decidido estudiar este modelo de torre por ser el más común y versátil, ya que permite operar con ambas zonas de forma independiente.

Esta versatilidad que ofrece la torre, obliga a fijar el modo de funcionamiento que va a tener la torre. El modo de operación escogido ha sido el que permite a la torre funcionar sólo con la zona seca en el mes más frío del año y funcionar sólo con la zona húmeda en el mes más caluroso. Para el resto de meses se la torre operará en condiciones intermedias, es decir, parte de la refrigeración se hará en la zona seca y parte en la zona húmeda.

Dado que la mayor dificultad se encuentra en hacer funcionar la torre sólo con la zona seca, el diseño y el número mínimo de torres necesarias se han determinado en las condiciones del mes más frío.

A continuación se muestra un esquema de la torre híbrida utilizada, donde se detallan todas sus partes

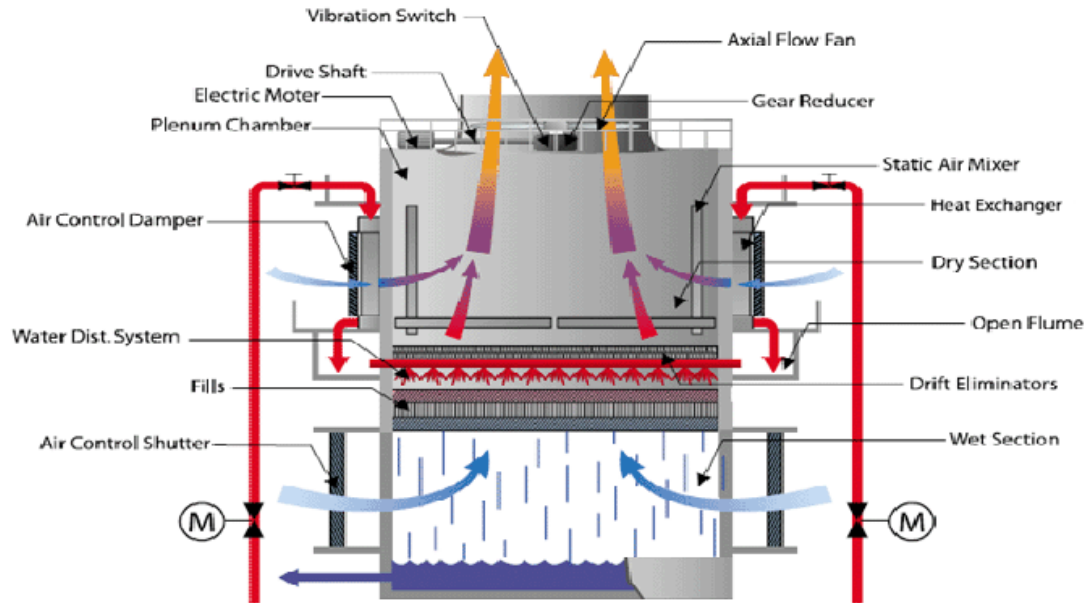


Figura 4.10 Esquema torre híbrida. Fuente: Apuntes Sistemas Térmicos

4.2.2 DATOS INICIALES

Para poder realizar los cálculos que determinan el funcionamiento de la torre híbrida, además de necesitar los datos de las propiedades del aire y del agua (ver tabla 4.1), se necesita conocer la viscosidad y conductividad del aire:

$$\text{Viscosidad } (\mu) = 2 \cdot 10^{-5} \text{ kg/m}\cdot\text{s}$$

$$\text{Conductividad } (k) = 0.029 \text{ W/m}\cdot\text{K}$$

La temperatura del aire y la humedad, al igual que ocurría con la torre húmeda, también serán datos del problema e irán variando para cada caso estudiado. La temperatura de bulbo húmedo se calculará con el mismo procedimiento explicado en el apartado 4.1.2.B, salvo para el mes más frío, donde no será necesario conocer este valor ya que sólo se enfría con aire seco.

4.2.3 GEOMETRÍA DE LA TORRE

La torre escogida es de sección cuadrada y de lado igual a 1.3 el diámetro del ventilador, de manera que el área de la sección de intercambio en la zona húmeda se calcula como:

$$A_{\text{transversal}} = L^2 = 15.85^2 \text{ m}^2$$

Además, es necesario conocer la geometría de los intercambiadores de la zona seca. Se ha optado por situar 4 intercambiadores de calor, uno por cada cara. Estos tienen 2 filas de tubos aleteados y 2 pasos.

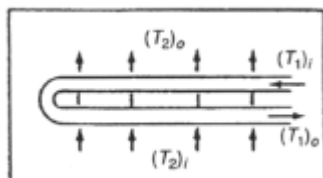


Figura 4.11 Intercambiador de dos filas y dos pasos. Fuente: Incropera

El área frontal de cada aereo que atraviesa el aire, se ha estimado como una sección cuadrada de longitud igual a 0,6 veces el diámetro del ventilador. Diseño basado en planos de torres similares:

$$A_{fr} = (0.6d_f)^2 = 53.51 \text{ m}^2 \quad \text{Ecuación 4.55}$$

De la zona húmeda, es necesario definir la longitud del empaquetamiento utilizado. Para el caso de las torres húmedas se utilizó un empaquetamiento de 3m, sin embargo, dado que parte del enfriamiento del agua se va a hacer en los intercambiadores de calor de la zona seca, se puede emplear un empaquetamiento más pequeño de 2m y de este manera reducir las pérdidas de carga del aire.

4.2.4 CONDICIONES A LA ENTRADA DE LA TORRE

Para realizar un mejor estudio comparativo, que muestre las diferencias entre la refrigeración húmeda e híbrida, las condiciones del agua y el aire a la entrada de la torre son las mismas, es decir, el gasto másico y las constantes que se definieron en el apartado 4.1.4 se conservan. Además la potencia consumida por el equipo de bombeo, calculada para las torres húmedas, se mantiene igual en la torre híbrida ya que se mueve el mismo caudal de agua.

De este modo el agua entra en las mismas condiciones que lo haría en una torre húmeda y las temperaturas de condensación con las que trabaja el ciclo en cada una de las diferentes condiciones también serán las mismas.

Con esto, se podrá ver qué diferencias existen en parámetros como el consumo eléctrico (ventilador), el gasto de agua o el número de torres requerido para unas mismas condiciones de entrada de agua y aire en la torre. Viendo estas diferencias, se podrán sacar conclusiones sobre qué sistema es más conveniente utilizar en cada caso.

4.2.5 ESTIMACIONES INICIALES

Es necesario conocer las temperaturas a las que sale el aire a su paso por el intercambiador de la zona seca (punto 4) y a la salida de la zona húmeda (punto 3), ya que el funcionamiento del ventilador depende de estos valores. Sin embargo, al inicio de los cálculos estas temperaturas no se conocen. Por ello es necesario realizar unas estimaciones de estos valores al inicio del programa e ir iterando con los resultados que se obtendrán al final hasta llegar a unos valores que converjan.



Una vez estimadas las temperaturas T_3 y T_4 , se calculan las propiedades del aire en dichos puntos. Para ello además hay que tener en cuenta lo siguiente:

- La relación de humedades en el punto 4 es igual que en el punto 1 (entrada a la torre) ya que el aire a su paso por el intercambiador de la zona seca no intercambia masa con el agua.
- La humedad relativa en el punto 3 es del 100%, es decir, se considera al igual que se hacía con las torres húmedas, que el aire a la salida de la torre sale en condiciones de saturación.

Con esto, se puede calcular:

Densidad:

$$\rho = \frac{p}{R_g T} (1 + \omega) \left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega + 0.622} \right) \right] \quad \text{Ecuación 4.56}$$

Donde:

P: Presión atmosférica

R_g : Constante de los gases

ω : Relación de humedades en el punto de estudio

T: Temperatura en el punto de estudio

Entalpías:

$$i = i + \omega_s i = C p_a T + \omega_s (C p_v T + i_{f,g0})$$

Además de calcular las propiedades del aire a la salida de cada zona, hay que calcular las propiedades en los puntos intermedios entre la entrada y la salida de cada zona. A estos puntos se les ha denominado punto 13 (punto medio de la zona húmeda) y punto 14 (punto intermedio de la zona seca).

Por último, aclarar que dependiendo de si se está estudiando el funcionamiento en el mes frío o cálido, donde solamente funciona una de las zonas, no es necesario estimar la temperatura correspondiente de la zona que no se utiliza.

4.2.6 SELECCIÓN DEL NÚMERO DE TORRES

El número de torres con las que se van a trabajar, se determinarán para las condiciones más extremas de funcionamiento. Como se explicó en la introducción al apartado, se pretende operar sólo con la zona seca en el mes más frío del año y sólo con la zona húmeda en el mes más cálido. Tras realizar un estudio preliminar se comprobó, que las condiciones más extremas se encuentran cuando se pretende operar sólo con la zona seca, por lo que será en estas condiciones en las que se determinen el número de torres necesarias, de modo que para el mes cálido y medio se tomará el número de torres como dato.



En el programa que determina las condiciones de operación de la torre híbrida en el mes más frío, se realiza el siguiente procedimiento:

-Se empieza estimando que el número de torres es igual a 1.

-Tras realizar todos los cálculos, el programa al final determina la temperatura a la que sale el agua de la torre. Si este valor sobrepasa los límites permitidos por la regulación de vertidos de agua al mar, se volverá arriba y se pondrá un número de torres mayor.

-Se repetirá el procedimiento hasta que se obtenga un número de torres que de cómo resultado una temperatura del agua a la salida igual o menor a la permitida.

Este valor obtenido se introducirá como dato para los meses en los que se trabaje con la temperatura ambiente más alta y media. Nótese que en estos casos puede que se esté operando con más torres de las necesarias, lo que hará que trabajen en condiciones menos exigidas, sin embargo, el número de torres ha de ser fijo para todo el año.

4.2.7 GASTOS MÁSICOS DE AIRE Y AGUA

El gasto másico de agua total que circula entre todas las torres híbridas es el mismo que había en las torres húmedas, por los motivos explicados en el apartado 4.2.4. Este valor es constante e igual a 1900 kg/s.

El cálculo del gasto de aire que circula por cada torre no es tan inmediato, y depende de en qué condiciones este trabajando la torre híbrida:

A) Si está trabajando sólo con la zona húmeda (mes más caluroso), el gasto másico de aire se calculará igual que se hizo con las torres húmedas, es decir:

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{m}_w}{0,5} \quad (1)$$

Donde el 0,5 es la proporción de agua por unidad de aire.

B) Si se está trabajando sólo con la zona seca (mes más frío del año), se fijará un gasto másico de aire tal que haga que las pérdidas de carga que sufre el aire a su paso por el intercambiador sean iguales al aporte de carga generado por el ventilador trabajando en condiciones nominales, es decir, girando a 120 rpm.

C) Por último, si se está trabajando en condiciones intermedias (mes medio del año), habrá que tener en cuenta que el aporte de carga generado por el ventilador ha de ser igual a la pérdida de carga que sufre el aire a su paso por la zona seca y a su paso por la zona húmeda, dado que el aire a la torre en paralelo.

De esta forma el procedimiento seguido consiste en calcular el gasto de aire que pasa por la zona húmeda mediante la expresión (1) y calcular las pérdidas de carga que se generan en esta zona. Posteriormente, se dan valores al gasto másico de aire que circula por la zona seca hasta que la pérdida de carga se iguale con la calcula en la zona húmeda.



Una vez igualada la pérdida de carga en ambas zonas, se varía la velocidad del ventilador hasta que éste genere un aporte de carga igual al de cada una de las zonas de la torre.

El cálculo de las pérdidas de carga en cada una de las zonas y el funcionamiento del ventilador se detallan en los apartados siguientes.

4.2.8 PÉRDIDA DE CARGA EN LA ZONA SECA

El aire a su paso por las persianas y soportes, además de por cada uno de los intercambiadores de calor colocados en la zona seca de la torre, sufre una pérdida de carga que tendrá que ser vencida por el equipo de impulsión de la torre. Esta pérdida de carga se calcula mediante las siguientes expresiones:

-Persianas y soportes

$$\Delta P_{per\ y\ sop} = \left(\frac{\dot{m}_{ad}(1 + \omega_1)}{L^2} \right)^2 \cdot \frac{K_{fs}}{2\rho_1}$$

Donde:

\dot{m}_{ad} : Es el gasto másico de aire que circula por la zona seca (dry)

K_{fs} : es igual a 0,5 según ejemplos de torres similares presentes en el libro de Kröger. Este parámetro además está definido para la sección transversal de la torre y para las condiciones del aire a la entrada, por ese motivo la densidad y la relación de humedades son las del punto 1 y el área es L^2 .

-Intercambiador

$$\Delta P_{intercambiador} = \left(\frac{\dot{m}_{ad}}{4A_{fr}} \right)^2 \cdot \frac{K_{int}}{2\rho_{14}}$$

Donde:

K_{int} : es la constante de pérdidas de cada uno de los intercambiadores.

Este parámetro está definido para la sección media del intercambiador (punto 14) y para el área frontal del intercambiador A_{fr} . Nótese que la masa de aire \dot{m}_{ad} es la masa total que entra en la torre por la zona seca, por ese motivo es necesario multiplicar el área frontal por 4, ya que hay 4 intercambiadores por torre.

La constante K_{int} no es un valor fijo, sino que se ha calculado mediante la siguiente expresión:

$$K_{int} = 200 \left(\frac{\dot{m}_{ad}}{4 \cdot A_{fr} \cdot \mu} \right)^{-0.2} \quad \text{Ecuación 4.57}$$

Con todo esto, la pérdida de carga de la zona seca será:

$$\Delta P_{dry} = \Delta P_{per\ y\ sop} + \Delta P_{intercambiador} \quad \text{Ecuación 4.58}$$



En caso de que sólo se trabaje con la zona húmeda, las persianas que regulan el paso de aire estarán cerradas y no hará falta calcular las pérdidas de esta zona.

4.2.9 PÉRDIDAS DE CARGA EN LA ZONA HÚMEDA

Del mismo modo que ocurría en la zona seca, el aire a su paso por todos los elementos de la zona húmeda sufre pérdidas de carga. Las pérdidas en esta zona se calculan de forma similar a como se calcularon en la torre húmeda:

- Persianas y soportes

$$\Delta P_{per\ y\ sop} = \left(\frac{\dot{m}_{aw}(1 + \omega_1)}{L^2} \right)^2 \cdot \frac{K_{fs}}{2\rho_1}$$

La expresión y la constante de pérdidas son la misma que la empleada en la zona seca, con la salvedad de que el gasto másico de aire es el de la zona húmeda (wet).

-Empaquetamiento

$$\Delta P_{fill} = \left(\frac{\dot{m}_{aw}(1 + \omega_{13})}{L^2} \right)^2 \cdot \frac{K_{fill}}{2\rho_{13}}$$

La constante de pérdidas K_{fill} está definida para la sección media del empaquetamiento (punto 13), por lo que el área y las propiedades del aire usadas en el cálculo son las de dicho punto. La expresión para calcular esta constante es la siguiente, obtenida del libro de Kröger:

$$K_{fill} = 2.55 \left[\left(\frac{G_w}{G_a} \right) + 11.5 \right] L_{fill} \quad \text{Ecuación 4.59}$$

Donde:

G_w y G_a : Son los gastos másicos por unidad de área del agua y el aire respectivamente.

L_{fill} : Longitud del empaquetamiento

Al igual que ocurría con la zona seca en el mes más caluroso del año, las persianas de la zona húmeda en el mes más frío del año estarán cerradas con lo que no hay que calcular las pérdidas de carga de la zona húmeda para ese caso. Para el resto de casos las pérdidas total son:

$$\Delta P_{wet} = \Delta P_{per\ y\ sop} + \Delta P_{fill} \quad \text{Ecuación 4.60}$$

4.2.10 CÁLCULO DE LAS PROPIEDADES DEL AIRE EN EL PUNTO DE MEZCLA

Los gastos másicos de aire tras pasar por un lado por la zona seca y por otro por la zona húmeda, se mezclan antes de salir de la torre en un punto denominado punto 5. Es necesario

conocer las propiedades del aire en este punto, ya que serán estas las que afectan al funcionamiento del ventilador.

Para determinar las propiedades en el punto de mezcla, se puede recurrir al diagrama psicrométrico como se indica en la imagen inferior:

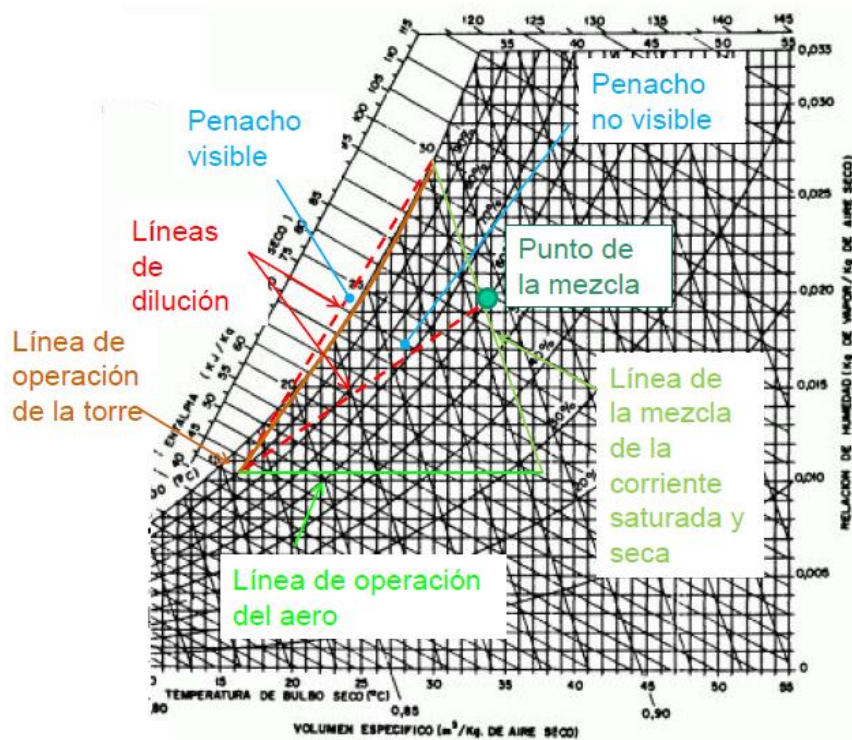


Figura 4.12 Cálculo del punto de mezcla en diagrama psicrométrico. Fuente: Apuntes Sistemas Térmicos

Al igual que ocurría con el cálculo de la temperatura de bulbo húmedo, el método gráfico resulta más rápido y sencillo, sin embargo la exactitud es menor que si usamos las expresiones y correlaciones siguientes:

La relación de humedades se calcula como:

$$\omega_5 = \frac{m_{aw}\omega_{13} + m_{ad}\omega_{14}}{m_{aw} + m_{ad}} \quad \text{Ecuación 4.61}$$

La entalpía de la mezcla se calcula como:

$$i_5 = \frac{m_{aw}i_3 + m_{ad}i_4}{m_{aw} + m_{ad}} \quad \text{Ecuación 4.62}$$

Una vez que se tienen dos de las propiedades, se pueden calcular el resto mediante el proceso iterativo siguiente

- Estimación de la temperatura (T_5)
- Cálculo de la entalpía iter mediante

$$i_{5_iter} = C p_a (T_5 - 273) + \omega_5 [C p_v (T_5 - 273) + i_{fg0}]$$



- Si el valor obtenido no es el mismo que el obtenido para i_5 , cambiar el valor de la temperatura en el punto 5 hasta que ambos valores coincidan.

Con la temperatura en el punto 5 calculada, ya se puede calcular la densidad del aire en dicho punto

$$\rho_5 = \frac{p}{R_g T} (1 + \omega_5) \left[1 - \left(\frac{\omega_5}{\omega_5 + 0.622} \right) \right]$$

Nótese que si alguna de las dos zonas de la torre permanece cerrada, no será necesario calcular las propiedades del aire en el punto de mezcla, ya que estas serán directamente las propiedades del aire a la salida de la zona que esté funcionando.

4.2.11 SELECCIÓN DEL VENTILADOR. CURVA VENTILADOR

Una vez conocidas las propiedades del aire en el punto 5 y las pérdidas de carga que ha de vencer el ventilador, se procede a calcular parámetros como la velocidad de giro, el aporte de carga, la potencia que requiere y el rendimiento del ventilador.

Como se explicó en el apartado 4.2.7, la velocidad del ventilador para el caso en el que se trabaja sólo con la zona seca es la velocidad nominal de 120 rpm. Para el resto de casos, la velocidad se irá variando hasta que el aporte de carga generado por el ventilador sea igual a las pérdidas de carga de cualquiera de las dos zonas.

El caudal de aire que circula por el ventilador se obtiene de

$$V = \frac{\dot{m}_{ad} + \dot{m}_{aw}(1 + \omega_5)}{\rho_5} \quad \text{Ecuación 4.63}$$

Al igual que se hizo para la torre húmeda, es necesario recurrir a las leyes de semejanza para obtener el caudal en condiciones de referencia

$$V_r = V \frac{N_r}{N} \left(\frac{d_r}{d} \right)^3$$

Una vez conocido el caudal de referencia, se puede calcular el aporte de carga y la potencia en condiciones de semejanza como:

$$\Delta P_r = (300 + 40 \cdot 10^{-3} V_r - 100 \cdot 10^{-6} V_r^2 - 150 \cdot 10^{-9} V_r^3) \text{ Pa}$$

$$P_r = (203300 - 60 V_r + 460 \cdot 10^{-3} V_r^2 - 400 \cdot 10^{-6} V_r^3) \text{ W}$$

Aplicando las relaciones de semejanza, se obtienen finalmente el aporte de carga y potencia consumida por el ventilador real:

$$\Delta P = \Delta P_r \frac{\rho_5}{\rho_r} \left(\frac{N}{N_r} \right)^2 \left(\frac{d_r}{d} \right)^2$$

$$P = P_r \frac{\rho_5}{\rho_r} \left(\frac{N}{N_r} \right)^3 \left(\frac{d_r}{d} \right)^5$$



Finalmente el rendimiento se obtiene como

$$\eta = V \frac{\Delta P}{P}$$

4.2.12 COMPROBACIÓN DE LAS ESTIMACIONES INICIALES

Si las temperaturas de salida de la zona seca y húmeda (puntos 4 y 3 respectivamente) fueran dato del problema, el programa finalizaría tras calcular las condiciones de operación del ventilador. Sin embargo, estas temperaturas no se pueden conocer antes de realizar los cálculos y dado que son datos necesarios para poder hacer todo lo hecho hasta aquí, hubo que estimarlas.

El resto del programa se destina a comprobar cómo de buenas fueron las estimaciones iniciales, y en caso de que estas no fueran lo suficientemente buenas, habría que volver al inicio del mismo para cambiar estas estimaciones y así el programa pueda recalculer todo de nuevo hasta que converjan.

4.2.12.1 Comprobación de la temperatura a la salida de la zona seca (T_4)

Para comprobar que la temperatura estimada sea la correcta, se va a asumir que el gasto másico de aire que circula por la zona seca ahora es un dato conocido e igual al valor que se calculó en el apartado 4.2.7, mientras que T_4 será una incógnita.

A través de la siguiente gráfica experimental obtenida del libro de transferencia de calor *Incropera*, se puede obtener el valor de la efectividad térmica (P) situada en el eje de abscisas.

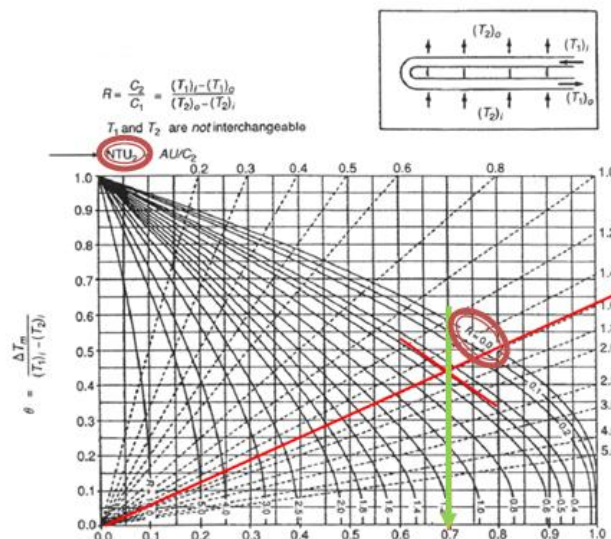


Figura 4.13 Diagrama para intercambiador de aire 2F y 2P. Fuente: Incropera

Como se ve en la gráfica, es necesario conocer el valor de NTU y el del parámetro R. Estos se calculan mediante las expresiones siguientes:

$$NTU = \frac{UA}{\dot{m}_{ad} C_{pa}} \quad \text{Ecuación 4.64}$$



Donde:

$$UA = h_e A_{ex} = 1000 \left(\frac{\dot{m}_{ad}}{4A_{fr}\mu} \right)^{0.5} k A_{fr} P_r^{0.333} \quad \text{Ecuación 4.65}$$

Número de Prandtl: $P_r = \frac{\mu C_{p_a}}{k}$

Por otro lado, el parámetro R se calcula como:

$$R = \frac{\dot{m}_a C_{p_a}}{\dot{m}_w C_{p_w}} = \frac{T_{wi} - T_{dwo}}{T_4 - T_1} \quad \text{Ecuación 4.66}$$

Con estos datos se entra a la gráfica anterior y se obtiene el valor de la efectividad térmica P. Conocido el parámetro P, se puede calcular la temperatura a la que saldría el aire después de atravesar el intercambiador de calor, mediante la siguiente expresión

$$T_{4_comprobación} = P(T_{w_in} - T_1) + T_1 \quad \text{Ecuación 4.67}$$

Si el resultado obtenido es distinto al estimado, se vuelve al inicio del programa y se cambia hasta que ambos valores converjan.

4.2.12.2 Comprobación de la temperatura a la salida de la zona húmeda (T_3)

Antes de iniciar el cálculo de la transferencia de calor que se produce en la zona húmeda, hay que conocer la temperatura a la que entra el agua en la zona húmeda de la torre.

Si se está en el caso del mes más cálido y sólo se trabaja con la zona húmeda de la torre, la temperatura de entrada del agua a esta zona será directamente la temperatura de entrada a la torre que se calculó en el apartado 4.2.4, es decir, sería la temperatura a la que sale el agua del condensador.

Sin embargo, si la zona seca también está funcionando, el agua entrará a la zona húmeda a una temperatura inferior ya que se habrá enfriado parte en los intercambiadores de calor de la zona seca. Para calcular esta temperatura de entrada a la zona húmeda, se asume que el agua entra a esta segunda zona a una temperatura igual a la que sale de la zona seca, ya que el agua recorre la torre en serie.

Con esta hipótesis, el agua entra a la zona húmeda a la siguiente temperatura:

$$T_{dwo} = T_{wwi} = T_{w_in} - R(T_4 - T_1) \quad \text{Ecuación 4.68}$$

Donde:

T_{dwo} : Temperatura del agua a la salida de la zona seca (Dry Water Out)

T_{wwi} : Temperatura del agua a la entrada de la zona húmeda (Wet Water In)

Además, se puede conocer la temperatura a la que saldrá el agua de la torre, ya que como se explicó con el funcionamiento de las torres húmedas, se asume que el agua saldrá a la temperatura de bulbo húmedo más una aproximación de 5°C.



Del mismo modo, se puede conocer la temperatura del agua en la sección media de la zona húmeda, simplemente realizando la media entre la temperatura de entrada y de salida.

Conocidas las temperaturas del agua en todas las secciones de la torre, se puede seguir el mismo procedimiento que el seguido en el apartado 4.1.7.2, donde se recurrió al método ε -NTU, para calcular el calor intercambiado en el empaquetamiento de la torre. De esta manera, se obtiene la potencia intercambiada en el empaquetamiento como:

$$Q_1 = \varepsilon \cdot Q_{max}$$

Donde:

ε : Eficiencia

Q_{max} : Potencia térmica máxima que se puede intercambiar en el empaquetamiento. (Para más información ver apartado 4.1.7)

De esta manera se puede realizar una comparación entre la potencia que realmente se está intercambiando en el empaquetamiento y la que se ha estimado al estimar la temperatura T_3 .

$$Q_0 = m_a \cdot (i_o - i_i)$$

$$Comprobación = \frac{Q_0 - Q_1}{Q_0} \cdot 100$$

Si el error relativo es mayor al 5% hay que volver al inicio del programa y variar el valor de T_3 hasta que dicho error sea menor al 5%.

Una vez las estimaciones son correctas, se pueden calcular los saltos de temperatura que sufre el agua en la zona seca y en la zona húmeda, así como el rango total de la torre.

Además, se puede calcular la masa de agua evaporada en el proceso de refrigeración:

$$\dot{m}_{evap} = \dot{m}_{w_{total}} \frac{Cp_w Rango_{wet}}{i_{fgo}} \quad \text{Ecuación 4.69}$$

Ha de tenerse en cuenta que en el caso del mes más frío del año, el Rango de la zona húmeda será nulo, ya que sólo se trabaja con la zona seca de la torre. El resto de meses irá aumentando este valor hasta alcanzar su máximo en el mes más caluroso donde todo el Rango de la torre se enfría con la zona húmeda.

Al igual que ocurría con las torres húmedas, se está trabajando con un circuito abierto, con lo que no es necesario realizar purgas en la torre.

4.3 TORRE SECA/ AEROCONDENSADOR

4.3.1 INTRODUCCIÓN

El sistema de refrigeración seca escogido consiste en un módulo de 6 filas con 3 celdas en cada fila, de modo que en total se tienen 18 celdas. En la imagen inferior se puede ver un esquema del módulo empleado.

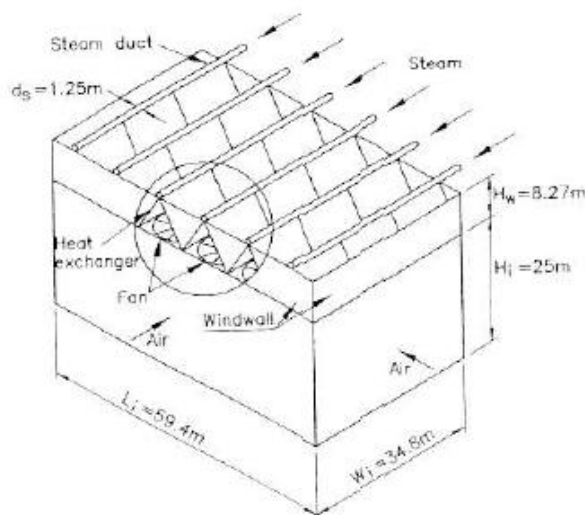


Figura 4.14 Esquema módulo aerocóndensador. Fuente: *Air cooled heat exchangers and cooling towers*

Este sistema está basado en un ejemplo del libro de Kröger, donde se realiza un estudio del funcionamiento de este tipo de aerocóndensadores.

Como puede verse, el vapor procedente de las turbinas se divide entre cada una de las 6 filas que componen el módulo. Por cada celda se condensa $1/18$ parte del vapor total. Este vapor entra por la parte superior y desciende por una matriz de tubos aleteados a través de los cuales circula aire impulsado por un ventilador (Ver apartado 2.3 para más información).

De esta forma, en el programa se estudiará el funcionamiento de 1 celda y se asumirá que el resto funcionan igual. Al final se tendrán en cuenta el total de las celdas cuando se calcule la potencia total disipada en el aerocóndensador.

4.3.2 DATOS INICIALES

Para iniciar los cálculos, es necesario definir al inicio del programa las propiedades del aire y del vapor de agua que van a permanecer constantes.

Las propiedades del aire, se definen a 300K (27°C) y aunque las temperaturas del aire pueden que sean mayores o menores, sus propiedades variarán muy poco. En la tabla 4.1 se pueden consultar dichas propiedades.



Del mismo modo, se definen al inicio las propiedades físicas del agua en fase líquida y en fase vapor. Se han utilizado las propiedades a una temperatura de 50°C.

AGUA			
PARÁMETRO	UNIDADES	VAPOR	LIQUIDA
Cp	J/kg·K	1873.8	4192
Densidad	kg/m ³	0.083	988
Viscosidad	Pa·s	$1.019 \cdot 10^{-5}$	$5.469 \cdot 10^{-4}$
Conductividad	W/m·K	0.02	0.643
Entalpía cambio de fase	J/kg	-	$2382 \cdot 10^3$

Tabla 4.3 Datos iniciales aerocondensador

La temperatura con la que el aire seco entra en la torre (T_{ai}) también será dato del problema y variará dependiendo el caso de estudio. En este caso, no será necesario conocer la humedad relativa ni calcular la temperatura de bulbo húmedo, ya que la refrigeración se hace sólo con aire.

Además, las constantes de pérdidas de carga así como las ecuaciones del ventilador serán datos conocidos.

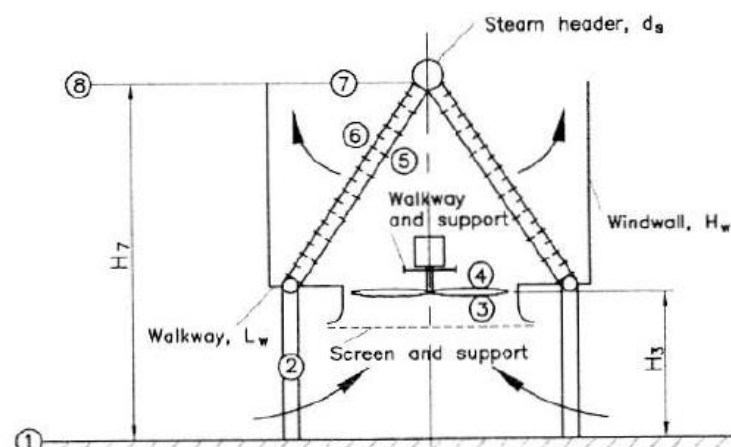
4.3.3 GEOMETRÍA DE LA TORRE

Como se explicó en la introducción al apartado, el aerocondensador utilizado está basado en uno de los ejemplos de libro de Kröger, con lo que los datos geométricos han sido obtenidos de dicho libro.

Cada una de las 18 celdas, consta de 57 tubos aleteados de 9.5 m de longitud. El área de 1 tubo por unidad de longitud es igual a 0.21341m. Cada celda está formada por un total de 8 haces de tubos, cuyo área frontal es igual a 27.55 m².

Además, cada celda tiene dos hileras de tubos en paralelo de manera que el aire recorre en serie las dos hileras y así se maximiza el intercambio de calor.

En la imagen siguiente, puede verse un esquema de una de las 18 celdas que componen el módulo.

Figura 4.15 Esquema célula aerocondensador. Fuente: *Air cooled heat exchangers and cooling towers*

**4.3.4 CÁLCULO DE LA TEMPERATURA DE CONDENSACIÓN**

La temperatura a la que se puede condensar el fluido de la central variará dependiendo de las condiciones atmosféricas de cada caso. De esta manera la potencia que se extrae del ciclo también variará, así cuanto más abajo este la temperatura de condensación mayor será la potencia extraída.

Para calcular la temperatura a la que se condensa el vapor de la central, se ha seguido un procedimiento similar al que se siguió con las torres húmedas en el apartado 4.1.4. Dicho proceso consiste en fijar el funcionamiento del condensador, de manera que siguiendo el razonamiento desarrollado en el punto 4.1.4 se llegaba a que:

$$\frac{Q_{cond}}{\Delta T_{LM}} = cte \quad \text{Ecuación 4.70}$$

Y desarrollando la expresión del incremento de temperatura logarítmico medio, finalmente se obtenía que:

$$\left(\frac{T_{sat} - T_{ai}}{T_{sat} - T_{ao}} \right)_1 = \left(\frac{T_{sat} - T_{ai}}{T_{sat} - T_{ao}} \right)_2 = cte \quad \text{Ecuación 4.71}$$

Cada uno de los puntos (1 y 2) corresponde a dos estados de funcionamiento distintos. Conociendo el funcionamiento del condensador en uno de ellos, la temperatura de entrada al aerocondensador en cada estado y el rango de este, se puede despejar cuál será la temperatura a la que condensar en este segundo estado.

El estado 1 se define a partir del funcionamiento de la central en condiciones nominales, las cuales al igual que ocurrió con las torres húmedas, se definen con los datos atmosféricos correspondientes al mes medio de Australia y una temperatura de condensación de 50°C.

$$\left(\frac{T'_{sat} - T'_{ai}}{T'_{sat} - T'_{ao}} \right)_1 = C_2 = 2.62$$

Donde:

$$T'_{sat} = 50^\circ\text{C}$$

$$T'_{air} = 32.2^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_{cond} = 11^\circ\text{C}^*$$

*El rango del aerocondensador en condiciones nominales, se ha calculado obteniendo la potencia del condensador tras simular el ciclo nominal (100MW) en *Cyclepad* y realizando el balance el condensador, de donde se obtiene la siguiente expresión:

$$Q'_{cond} = 119.035\text{MW} \quad \text{Cyclepad}$$

$$T'_{ao} = \frac{Q'_{cond}}{\dot{m}_a C_p} + T'_{ai} \quad \text{Ecuación 4.72}$$

Con lo que



$$\Delta T_{cond} = T'_{ao} - T'_{ai} \quad \text{Ecuación 4.73}$$

Finalmente la temperatura de condensación en cada estado se obtendrá como:

$$T_{sat} = \frac{(C_2 T_{ao}) - T_{a1}}{C_2 - 1} \quad \text{Ecuación 4.74}$$

4.3.5 ESTIMACIONES INICIALES

Al inicio del programa son varios los datos que no se conocen. Algunos de estos datos se irán obteniendo como resultados a lo largo del programa, sin embargo es necesario realizar estimaciones de algunos otros para poder iniciar los cálculos. Después, al final del programa se harán comprobaciones de dichas estimaciones para cerciorar que sean correctas.

Las estimaciones realizadas son:

- Gasto másico de aire que circula por cada celda (\dot{m}_a)
- Temperatura del aire a la salida de la primera hilera de tubos (T_{ao1})
- Temperatura del aire a la salida de la segunda hilera de tubos y del aéro ($T_{ao2} = T_{ao}$)

Con estas estimaciones, se puede calcular una aproximación de la potencia total disipada en el aérocondensador.

- Potencia disipada en la primera hilera de tubos

$$Q_{a1} = \dot{m}_a C_{p_a} (T_{ao1} - T_{ai}) \quad \text{Ecuación 4.75}$$

- Potencia disipada en la segunda hilera de tubos

$$Q_{a2} = \dot{m}_a C_{p_a} (T_{ao2} - T_{ao1}) \quad \text{Ecuación 4.76}$$

- Estimación inicial de la potencia disipada

$$Q_a = Q_{a1} + Q_{a2} \quad \text{Ecuación 4.77}$$

4.3.6 CÁLCULO DE PÉRDIDAS DE CARGA EN EL AERO

Con las estimaciones anteriores, se puede calcular las pérdidas de carga que sufre el aire a su paso por el aérocondensador. Se han tenido en cuenta las siguientes zonas para el cálculo de dichas pérdidas:

- Persianas y soportes

El aire antes de entrar al aéro, ha de pasar entre los soportes que componen la estructura de este. Esto genera la siguiente pérdida de carga



$$\Delta P_{ps} = \left(\frac{\dot{m}_a}{\pi \frac{d_f^2}{4}} \right)^2 \frac{K_{ps}}{2\rho_{ai}}$$

Donde:

$K_{ps} = 0.687$. Constante de pérdidas definida para el área del ventilador usando las propiedades del aire a la entrada.

- Pérdidas en la entrada del intercambiador

Tras pasar el ventilador, el aire ha de pasar a través de los tubos aleteados que componen el intercambiador. Estos tubos han de estar sujetos a la estructura del aereo con lo que el aire sufre una pérdida de carga antes de pasar por el intercambiador. Esta pérdida no tiene una gran importancia, ya que por ejemplo en el caso medio de Australia sólo supone el 3% de las pérdidas, sin embargo se ha decidido tener en cuenta para darle mayor exactitud al cálculo.

$$\Delta P_{ts} = \left(\frac{\dot{m}_a}{N_{haz} A_{fr}} \right)^2 \frac{K_{ts}}{2\rho_{ai}}$$

Donde:

$K_{ts} = 1.5$. Definida para el área total del intercambiador, con las propiedades del aire a la entrada.

- Pérdidas en el intercambiador

Finalmente, se calculan las pérdidas que sufre el aire debidas a los intercambiadores. Esta es la pérdida más importante ya que supone más del 75% de las pérdidas totales del sistema. La expresión para su cálculo es similar a la empleada anteriormente:

$$\Delta P_{int} = \left(\frac{\dot{m}_a}{N_{haz} A_{fr}} \right)^2 \frac{K_{int}}{2\rho_{ao}}$$

Sin embargo, K_{int} ya no es una constante, sino que se calcula como la pérdida en el intercambiador:

$$K_{he} = 4177.085 \left(\frac{\dot{m}_a}{N_{haz} A_{fr} \mu_a} \right)^{-0.44} \quad \text{Ecuación 4.78}$$

Además, como se han tenido en cuenta las pérdidas en la región de entrada, tiene sentido contabilizar las pérdidas en la sección de salida. Estas se hacen a través de una constante

$$K_{out} = 12.3$$

Como esta constante también está definida para el área de intercambio total y las propiedades del aire a la salida, se pueden englobar en una misma constante junto con K_{he} , y así definir:

$$K_{int} = K_{he} + K_{out} \quad \text{Ecuación 4.79}$$



De esta manera, las pérdidas totales que se producen en el sistema, y que deberán ser vencidas por el ventilador, se calculan como:

$$\Delta P_{total} = \Delta P_{ps} + \Delta P_{ts} + \Delta P_{int} \quad \text{Ecuación 4.80}$$

4.3.7 SELECCIÓN DEL VENTILADOR. CURVA DEL VENTILADOR

Calculadas las pérdidas totales del sistema, se procede a la selección de un ventilador que venza esas pérdidas. Cuando se calcularon las pérdidas se hicieron únicamente para una celda, luego ahora sólo se estudiará el funcionamiento de 1 ventilador. No obstante, cuando se calcule la potencia que consume el equipo de impulsión del aero, habrá que tener en cuenta que hay 18 ventiladores (1 por celda) funcionando.

El caudal de aire que circula por cada uno de los ventiladores vienen se calcula como:

$$V = \frac{\dot{m}_a}{\rho_{ai}} \quad \text{Ecuación 4.81}$$

El tipo de ventilador seleccionado es un ventilador axial, cuyas expresiones para el cálculo del aporte de carga y potencia consumida son las siguientes:

$$\Delta P_r = (320.045 - 0.297V_r + 6.351 \cdot 10^{-4}V_r^2 - 8.14 \cdot 10^{-7}V_r^3) \text{ Pa} \quad \text{Ecuación 4.82}$$

$$P_r = (186645.233 - 59.414V_r + 476 \cdot 10^{-3}V_r^2 - 5.083 \cdot 10^{-4}V_r^3) \text{ W} \quad \text{Ecuación 4.83}$$

Como ocurría con los ventiladores empleados en las torres húmedas e híbridas, las expresiones proporcionadas por el fabricante están expresadas en función del caudal de referencia, con lo que habrá que emplear las relaciones de semejanza para transformar el caudal en condiciones reales al que habría si estuviésemos trabajando en las condiciones de referencia

$$V_r = V \frac{N_r}{N} \left(\frac{d_r}{d} \right)^3$$

Del mismo modo, se quiere conocer el aporte de carga que aporta el ventilador y la potencia que requiere en las condiciones reales de funcionamiento, con lo que habrá que convertir los valores aportados por las expresiones del fabricante en las condiciones de referencia a las condiciones reales de operación. Este se hace mediante las siguientes relaciones de semejanza:

$$\Delta P = \Delta P_r \frac{\rho_{\text{E}}}{\rho_r} \left(\frac{N}{N_r} \right)^2 \left(\frac{d_r}{d} \right)^2$$

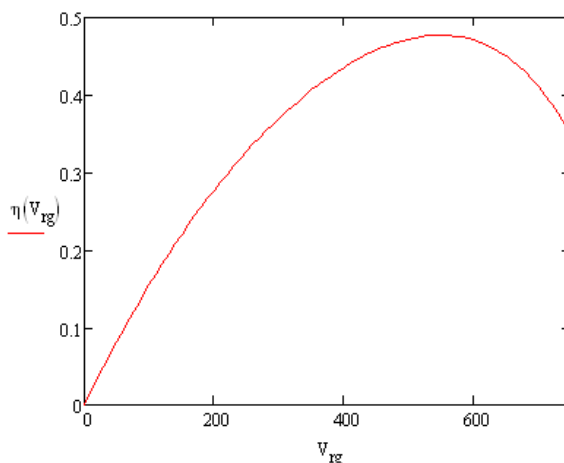
$$P = P_r \frac{\rho_{\text{E}}}{\rho_r} \left(\frac{N}{N_r} \right)^3 \left(\frac{d_r}{d} \right)^5$$

Por último, se calcula el rendimiento y se pinta la gráfica de rendimiento frente a caudal

$$\eta = V \frac{\Delta P}{P}$$



En esta gráfica, se puede ver que el rendimiento máximo que alcanza el ventilador es del 47.7% con caudales de 550 m³/s.



Tras realizar varias pruebas con distintos diámetros, se ha concluido que el mejor funcionamiento se encuentra con ventiladores de 28ft (8.53m). Si se recuerda, el diámetro empleado en la torre húmeda fue de 40ft al igual que en la torre híbrida. En este caso se emplean ventiladores más pequeños y de menor potencia ya que se va a operar con 18 ventiladores en vez de los 2 que se usaban en las torres húmedas (1 por torre) o 3-5 dependiendo del lugar que se empleaban en total en las torres híbridas.

4.3.8 COMPROBACIÓN DE LAS ESTIMACIONES INICIALES

Al inicio del programa se realizaron estimaciones de las temperaturas del aire a la salida de hilera de tubos y del gasto másico de aire que circula por cada celda. Si esas estimaciones fueran correctas el programa estaría completado, sin embargo hay que comprobar que efectivamente son correctas y de lo contrario volver al inicio y cambiar los valores estimados.

Por un lado habrá que comprobar que las temperaturas estimadas son correctas, para ello se calculará la potencia disipada en el aero mediante las expresiones que rige la transferencia de calor. Posteriormente, se comprobará si el gasto de aire estimado es suficiente como para disipar la potencia que requiere la central y cuyo valor es conocido gracias a la simulación del ciclo en *Cyclepad*.

4.3.8.1 Cálculo del calor intercambiado

Primero se calculara el calor intercambiado en la primera hilera de tubos y después se hará lo mismo en la segunda hilera. Aquí tan solo se desarrollará una vez, sin embargo el proceso se repite dos veces.

La expresión que indica la potencia que se disipa en cada hilera vienen dada por

$$Q_1 = \varepsilon_1 \dot{m}_a c_{p_a} (T_{cond} - T_{ai}) \quad \text{Ecuación 4.84}$$



Donde:

ε_1 : Efectividad de la transferencia de calor. Para obtener dicho parámetro hace falta calcular el producto del coeficiente global de transferencia de calor por el área de intercambio, y para ello, los coeficientes convectivos de cada zona. A continuación se desarrollan dichos cálculos.

Para calcular la transferencia de calor que se produce entre el aire y el agua, hay que calcular el coeficiente convectivo interno (agua) y por otro el coeficiente convectivo externo (aire). Se ha despreciado el calor transferido a la tubería asumiendo que la conductividad de los tubos es infinita.

- Flujo Externo

Dado que más adelante, para calcular el coeficiente global de transferencia de calor, será necesario conocer el valor del producto del coeficiente convectivo por el área, se calcula ahora el producto de ambos directamente:

$$A_{ext} \cdot h_{ext} = N_{y1} N_{haz} A_{fr} k_a P_r^{1/3} \quad \text{Ecuación 4.85}$$

Donde:

$$N_{y1} = 366.007945 \left(\frac{\dot{m}_a}{N_{haz} A_{fr} \mu_a} \right)^{0.433256} \quad \text{Ecuación 4.86}$$

- Flujo interno

Puesto que en el interior de los tubos lo que está ocurriendo es un cambio de fase, el coeficiente convectivo de esta zona será mucho mayor que el obtenido en el exterior.

En este caso sí que se han calculado por separado el área interna de los tubos y el coeficiente convectivo interno. Para este último se ha empleado la siguiente correlación extraída del libro de Kroger:

$$h_{int} = 0.9245 \left[\frac{L_t k_w^3 \rho_w^2 g_{ifgo}}{2 \frac{\dot{m}_a}{N_t N_{haz}} c_{pa} \Delta T \left(1 - e^{\left(\frac{-A_{ext} \cdot h_{ext}}{\dot{m}_a c_{pa}} \right)} \right)} \right]^{1/3} \quad \text{Ecuación 4.87}$$

Donde:

L_t : Longitud de tubo

$g = 9.81 \text{ m/s}^2$

$\Delta T = (T_{cond} - T_{ai})$

Se usan las propiedades del agua en estado líquido

Por su parte, el área interna de los tubos se calcula como:

$$A_{int} = N_t N_{haz} A_{tubo} L_t \quad \text{Ecuación 4.88}$$



Con lo que una vez calculados estos valores, se puede calcular el valor del coeficiente global de transferencia de calor (U). Al igual que ocurría con los coeficientes convectivos, interesa conocer el producto del área de intercambio y el coeficiente global de transferencia de calor, por lo que se calculan de forma conjunta:

$$UA = \left(\frac{1}{A_{ext} \cdot h_{ext}} + \frac{1}{A_{int} \cdot h_{int}} \right)^{-1} \quad \text{Ecuación 4.89}$$

Ha de recordarse, que el valor del coeficiente convectivo interno era mucho mayor que el externo, debido a que se en el interior de los tubos está ocurriendo un proceso de cambio de fase. Puesto que el cociente de UA depende inversamente de los productos de $h \cdot A$, el coeficiente convectivo externo es el que tienen mayor importancia en el valor de UA.

Finalmente podremos calcular épsilon a través de:

$$\varepsilon_1 = 1 - e^{\left(\frac{-UA}{\dot{m}_a c_{pa}} \right)} \quad \text{Ecuación 4.90}$$

Con todo esto, en la ecuación 4.84 se puede calcular la potencia intercambiada en la primera fila de tubos. Este valor ahora se compara con el estimado en la ecuación 4.75 y se calcula el error relativo que existe entre ambas:

$$\text{Error (\%)} = \frac{Q_{a1} - Q_1}{Q_{a1}} * 100 \quad \text{Ecuación 4.91}$$

Como se ha venido haciendo hasta ahora, se dan por buenos errores relativos en valor absolutos menores al 5%. Si el error es mayor, se ha de volver al inicio del programa y variar el valor de T_{ao1} .

El proceso seguido para comprobar T_{ao1} es el mismo que se sigue para comprobar T_{ao2} , de manera que si al final del proceso el error relativo en valor absoluto que existe entre Q_2 y el que se estimo Q_{a2} es mayor al 5% se vuelve arriba y se varía T_{ao2} .

Con lo que finalmente, una vez que los valores han convergido, la potencia total de cada una de las celdas se calcula como la potencia disipada en cada hilera de tubos:

$$Q_{total} = Q_1 + Q_2 \quad \text{Ecuación 4.92}$$

4.3.8.2 Comprobación del gasto másico de aire

Al inicio del programa, también se estimó el gasto másico de aire que circula por cada celda del aerocondensador. Esto se tuvo que hacer así, porque de lo contrario no se habrían podido realizar los cálculos de las pérdidas de carga ni de la potencia intercambiada, por ser estos parámetros dependientes de dicho gasto másico.

Es ahora al final del programa, donde se comprueba que el valor tomado es suficiente como para que la potencia del aerocondensador sea igual a la que requiere el ciclo. Este valor requerido por el ciclo se conoce tras la simulación en *Cyclepad* del ciclo de potencia en las condiciones particulares de cada caso.



La potencia del aerocondensador se calculará como la potencia de una celda por el número de celdas, es decir:

$$Q_{aero} = N_{celdas} Q_{total} \quad \text{Ecuación 4.93}$$

Donde:

N_{celdas} = 18 celdas que tiene en total el módulo del aerocondensador.

Si $Q_{aero} = Q_{Cyclepad}$, la estimación del gasto másico de aire se da por buena, de lo contrario habría que volver arriba y subir o bajar dicho parámetro.





CAPÍTULO 5: ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS OBTENIDOS

En este capítulo, se recogen los resultados obtenidos tras realizar la simulación del ciclo de potencia y del funcionamiento de los distintos equipos de refrigeración que se quieren estudiar.

Los resultados que se han obtenido de los programas realizados en Mathcad se han recogido en tablas de Excel. De esta forma resulta más rápido y sencillo acceder a los resultados cuando se quieran analizar.

Como se podrá ver, en las gráficas de este capítulo se dan valores para todos los meses del año, sin embargo en los programas sólo se ha simulado el funcionamiento de los equipos en los meses más frío, caluroso y medio de cada país. En el caso de Chile, puesto que dichos meses son febrero, julio y noviembre, se tienen datos representativos de todo el año. Sin embargo, para Australia y Sudáfrica, los meses estudiados pertenecen sólo a una mitad del año, por lo que se ha decidido extrapolar los datos a la otra mitad. De esta forma se tiene una representación más extendida de los valores a lo largo del año.

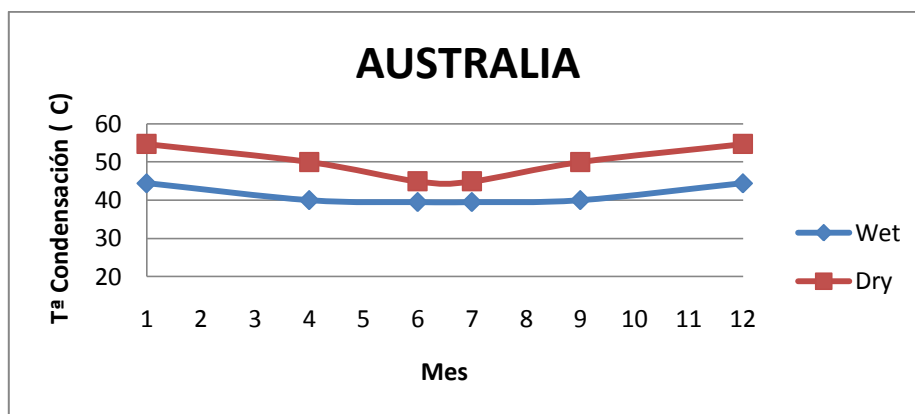
Los análisis que se van a hacer en este capítulo consistirán en comparar los resultados obtenidos de los diferentes parámetros en los distintos sistemas de refrigeración. Con ello se buscará conocer qué tipo de refrigeración es más conveniente en cada zona desde el punto de vista térmico.

5.1 TEMPERATURA DE CONDENSACIÓN

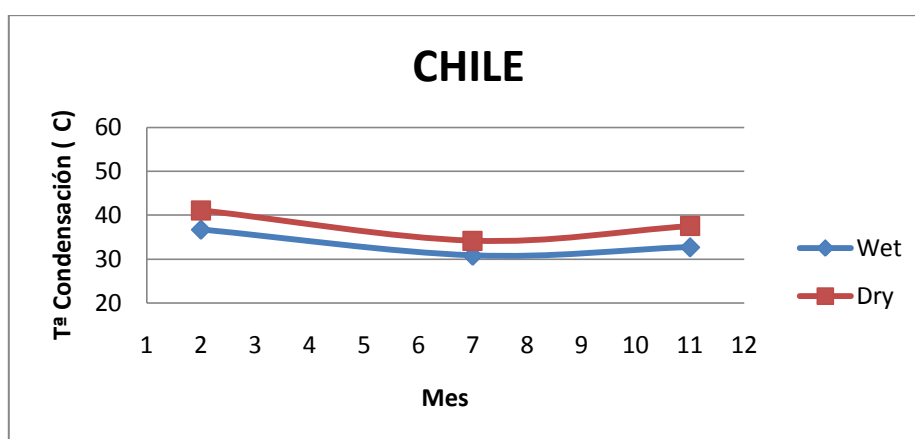
Como se ha venido explicando, dependiendo de las condiciones ambientales y del sistema de refrigeración que se utilice, el ciclo condensará el vapor del ciclo a una temperatura distinta. Esto tendrá efectos directos en la potencia que se extraiga de este.

A continuación se muestran los valores para dicha temperatura de condensación que se han obtenido en los distintos países. Nótese que por la manera en la que se ha decidido operar con la torre híbrida, ésta condensa a la misma temperatura que lo haría una torre húmeda, con lo que el estudio se reduce a comparar la temperatura de condensación usando torres húmedas/híbridas y usando aerocondensadores.

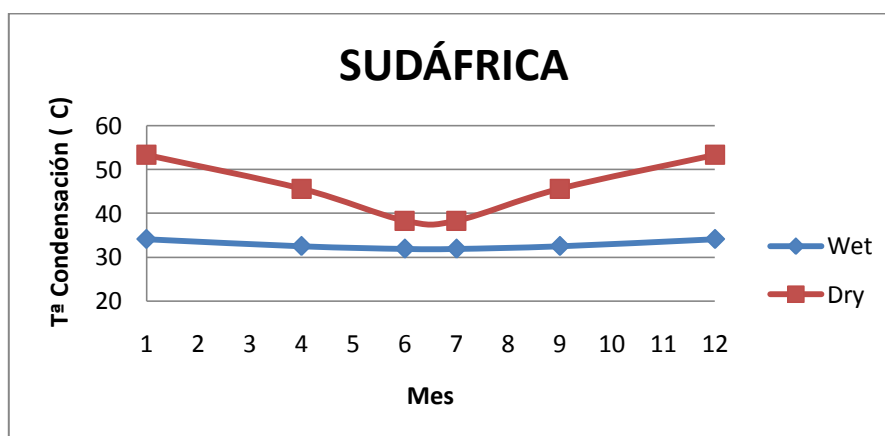
Los valores están en grados Celsius. Ha de recordarse que las condiciones nominales en las que se diseñaron las torres, son las correspondientes al mes medio de Australia, definiendo una temperatura de condensación de 40°C para refrigeración húmeda y de 50°C para seca. El resto de temperaturas se calculan en base a las condiciones de operación como se explicó en los puntos 4.1.4 (para húmeda) y 4.3.4 (para seca).



Gráfica 5.1 Temperaturas de condensación Australia



Gráfica 5.2 Temperaturas de condensación Chile



Gráfica 5.3 Temperaturas de condensación Sudáfrica

Como primera conclusión general, se observa que la temperatura de condensación siempre es más alta usando refrigeración seca. Esto traerá consigo una disminución de la potencia de ciclo, como se verá en el apartado siguiente.

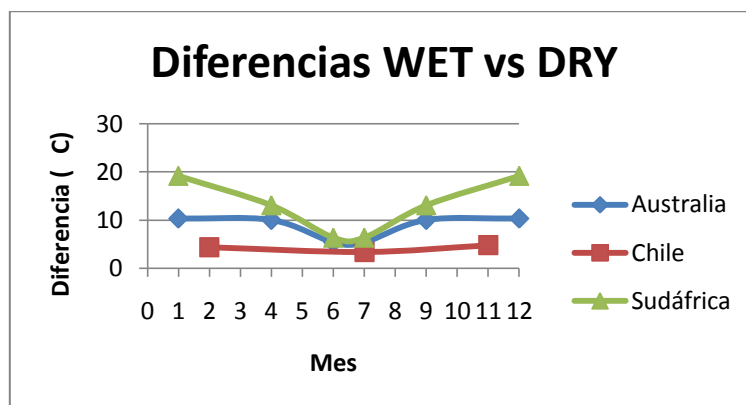


Además, la temperatura de condensación empleando refrigeración húmeda toma valores mucho más constantes que si se emplea la refrigeración seca. Esto es así porque la temperatura ambiente con la que entra el aire en el aerocondensador varía mes a mes mucho más de lo que lo hace la temperatura del agua de mar.

Analizando por separado cada uno de los países, destacan los valores aportados por Chile, ya que es donde menos diferencia se encuentra entre ambas tecnologías. Además esta diferencia de apenas 5°C permanece casi constante para todo el año.

Por su parte Australia y Sudáfrica muestran comportamientos similares, donde en los meses más fríos del año (de mayo a septiembre), la temperatura de condensación en los aeros se asemeja a la que tienen las torre húmedas. Sin embargo, en los meses de mayor calor ambas temperaturas se distancian, llegando incluso a distanciarse en 20°C. Este efecto es mucho más pronunciado en Sudáfrica, puesto que existe una mayor diferencia entre las condiciones ambientales en verano e invierno que la que existe en Australia.

A continuación se muestra una gráfica donde se evidencian estas diferencias que existentes entre la temperatura de condensación en cada zona.



Gráfica 5.4 Diferencia en °C al condensar con aire en vez de con agua

Finalmente, se concluye que atendiendo únicamente a la temperatura de condensación del ciclo, emplear aerocondensadores siempre será la opción menos beneficiosa. No obstante, Chile se presenta como un buen candidato donde emplear refrigeración seca, por ser la menor perjudicada al emplear esta tecnología.

5.2 POTENCIA GENERADA EN EL CICLO

En el apartado anterior, se afirmó que una mayor temperatura de condensación implicaba un descenso en la potencia que se extrae del ciclo de potencia. Este efecto se puede comprobar directamente atendiendo al principio básico del rendimiento de Carnot. Este indica el rendimiento teórico máximo que podría tener el ciclo:



$$\eta_{Carnot} = 1 - \frac{T_{frio}}{T_{caliente}} \quad \text{Ecuación 5.1}$$

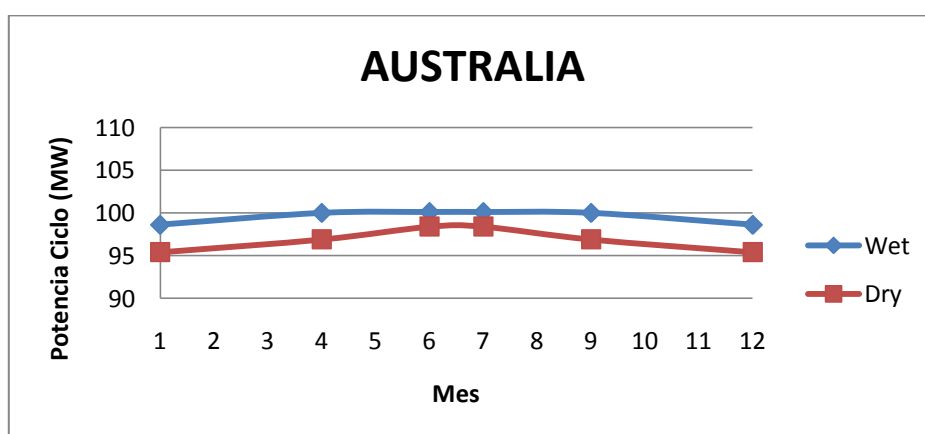
Donde

T_{frio} : Temperatura del foco frío. En nuestro caso sería la temperatura del condensador.

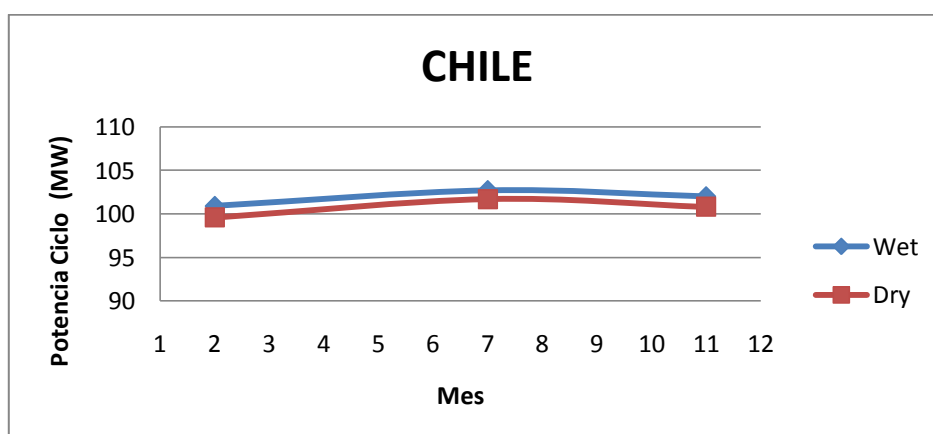
$T_{caliente}$: Temperatura del foco caliente. Se correspondería con la temperatura del vapor a la entrada de la primera turbina de alta.

Con esta sencilla expresión, puede verse que cuanto mayor sea la temperatura del foco frío, menor será el rendimiento del ciclo y por lo tanto menor será la potencia extraída.

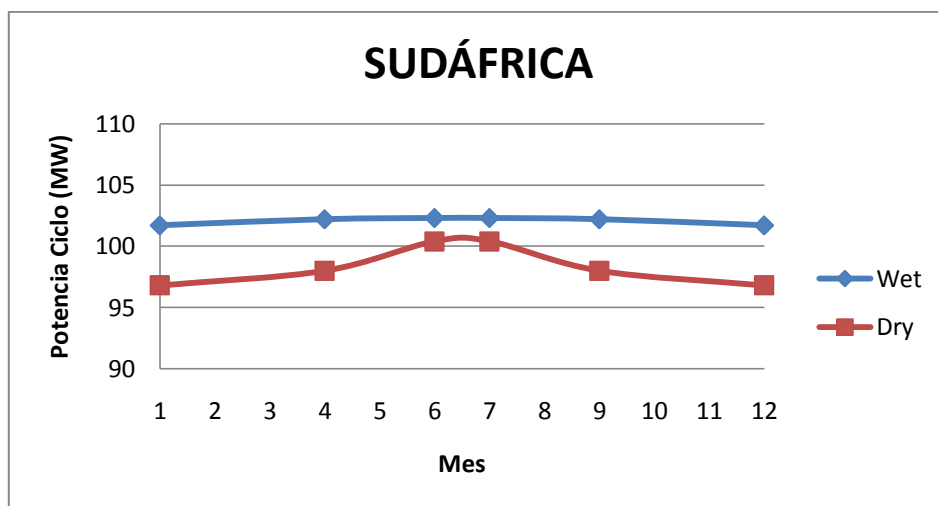
A continuación se muestran 3 gráficas con las potencias que se extraen del ciclo para cada país, donde se evidencia lo aquí explicado.



Gráfica 5.5 Potencia ciclo Australia



Gráfica 5.6 Potencia ciclo Chile



Gráfica 5.7 Potencia ciclo Sudáfrica

La central en condiciones nominales (Australia en el mes medio y refrigerado con agua) se diseñó para que entregara una potencia de 100MW. Como puede verse, los resultados obtenidos están próximos a dicho valor, sin embargo por motivos explicados en el apartado anterior, la potencia depende de la temperatura de condensación y varía de forma inversa a como se comportaba dicha temperatura.

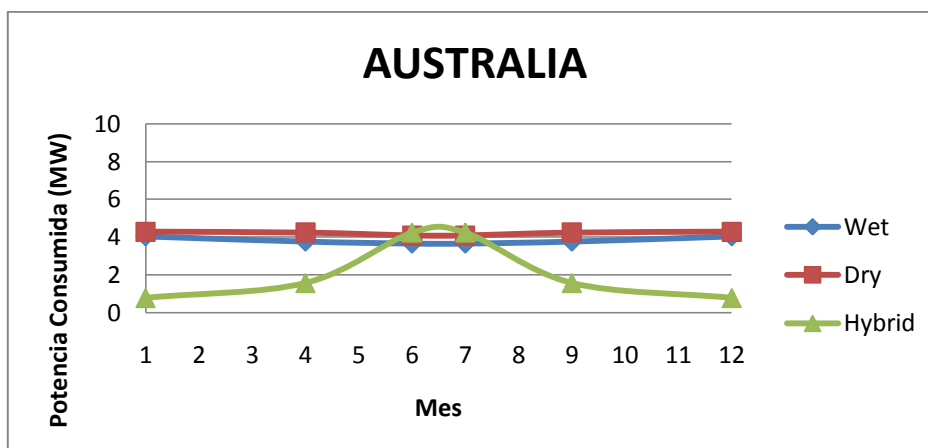
Nuevamente se concluye que la refrigeración húmeda es la tecnología más recomendable, ya que es con ella como se obtienen en cualquier condición mayor potencia del ciclo. Asimismo, se señala el caso de Chile como el menos perjudicado por emplear sólo aire en la refrigeración.

5.3 CONSUMO DE POTENCIA EN EQUIPOS AUXILIARES

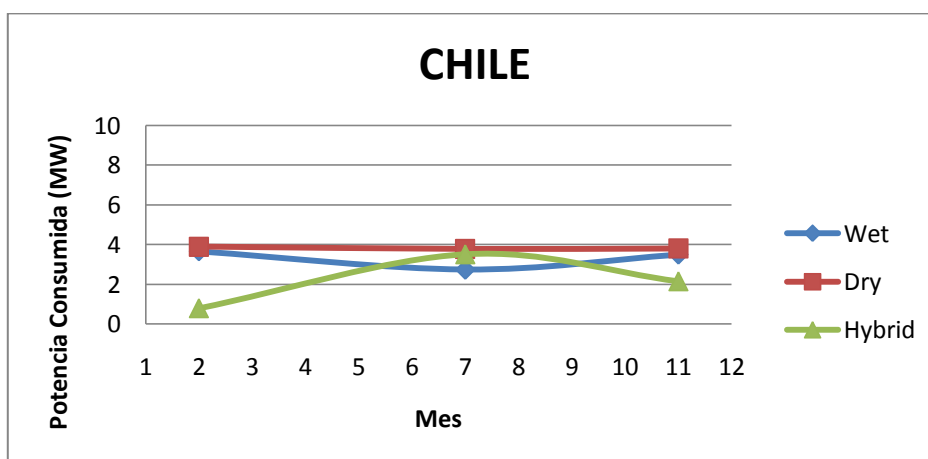
En el diseño realizado, se ha considerado que parte de la potencia generada en el ciclo se destina a autoconsumo, es decir, al funcionamiento de equipos auxiliares. Concretamente se ha restado la potencia consumida por la bomba del circuito de refrigeración (existente en los caso de refrigeración con agua e híbrida) y la potencia que consumen los ventiladores.

Dado que el objetivo es realizar la comparación entre distintos sistemas de refrigeración, no se ha tenido en cuenta otros equipos como el de bombeo del circuito principal de la central, ya que este consumo será el mismo independientemente del sistema de refrigeración que se emplee.

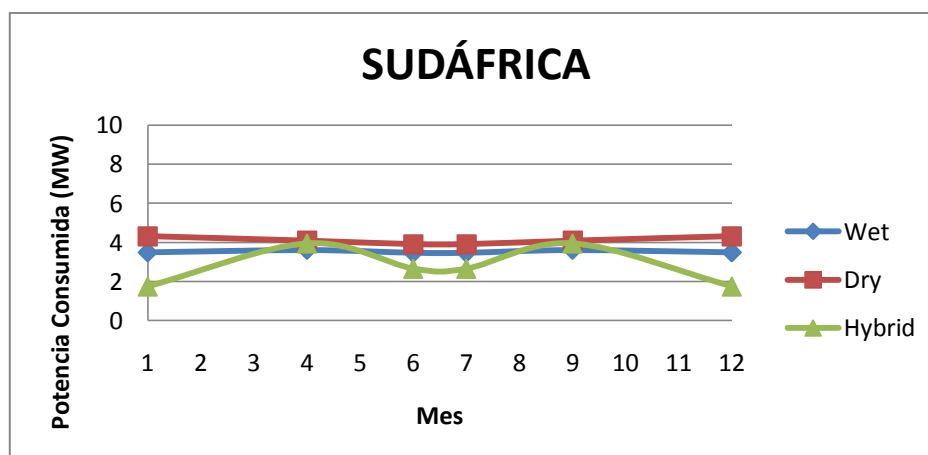
Los valores obtenidos se recogen en las 3 gráficas siguientes:



Gráfica 5.8 Potencia consumida Australia



Gráfica 5.9 Potencia consumida Chile



Gráfica 5.10 Potencia consumida Sudáfrica



Como puede verse, a pesar de que el sistema de refrigeración seco no incurre en el gasto de bombeo del circuito de refrigeración, es el que por lo general presenta mayores consumos. Esto es debido a que están funcionando 18 ventiladores, que aunque son más pequeños que los empleados en las torres húmedas e híbridas en suma tienen un consumo mayor. Existe algún caso como el que se da en los meses de Junio y Julio en Australia, donde al estar funcionando sólo con la zona seca de la torre, el consumo es mayor con la tecnología híbrida que con los aros. Esto se debe a que se proyectaron 5 torres híbridas, con lo que en esos meses, en caso de escoger refrigeración híbrida para condensar, habría 5 ventiladores de gran tamaño en funcionamiento.

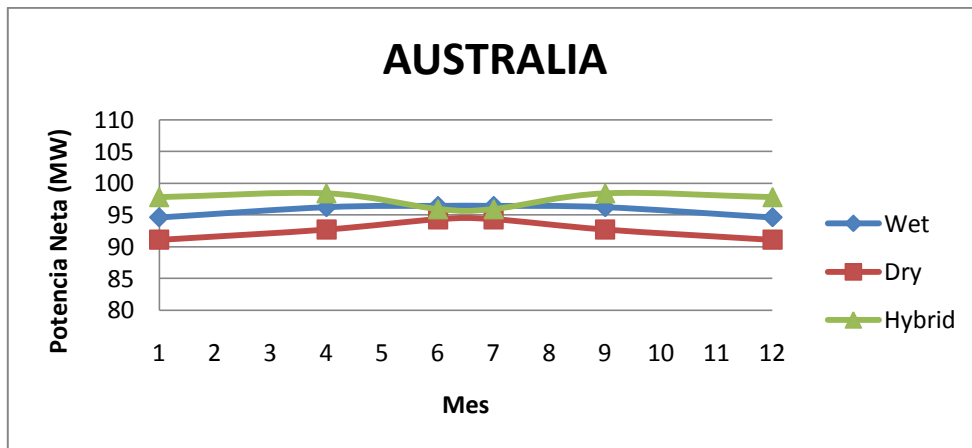
Por otro lado, en los meses en los que las torres híbridas trabajan sólo con la zona húmeda de la torre, el consumo es el más bajo del año para cualquier tecnología y país. Esto se debe a que el número de torres híbridas se seleccionó para poder operar sólo con la zona seca en los meses fríos del año, haciendo que el resto del año el número de torres híbridas este sobredimensionado. Además como parte la refrigeración se hace con aire, se ha instalado un empaquetamiento más pequeño en la zona húmeda, lo que reduce las pérdidas de carga y así el consumo del ventilador. Por esa razón, aunque en las torres híbridas hay funcionando los siguientes ventiladores: 5 en Australia, 4 en Chile y 3 en Sudáfrica, frente a los 2 que hay en el caso de la refrigeración húmeda, los ventiladores en las torres húmedas están trabajando bajo menos exigencia.

Por último, hay que señalar el comportamiento que tiene la refrigeración híbrida en Sudáfrica durante los meses fríos del año. Mientras que en Chile y Australia el consumo sigue una forma parabólica, con el pico de mayor consumo en el mes más frío del año, en Sudáfrica el consumo disminuye durante esos meses. Esto se debe a que en Sudáfrica las temperaturas durante los meses fríos del año caen mucho en comparación a como lo hace en el resto de países estudiados. De este modo para poder refrigerar sólo con la zona seca, tan sólo hacen falta 3 torres y hacer circular por estos gastos máscicos de aire menores incluso de los que hace falta en Chile. Los puntos de mayor consumo se dan en meses donde las torres híbridas están funcionando con sus dos zonas, bajo una mayor exigencia.

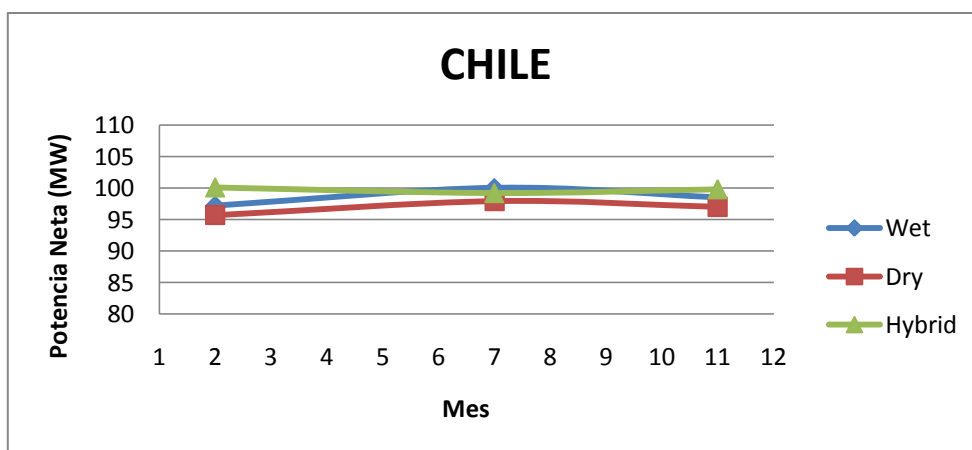
5.4 POTENCIA NETA DE LA CENTRAL

Finalmente, se puede conocer cuál será la potencia neta que se podrá obtener del ciclo dependiendo de cuál sea el sistema de refrigeración empleado. Para ello, se ha restado a la potencia total que entrega el ciclo los consumos detallados en el apartado anterior.

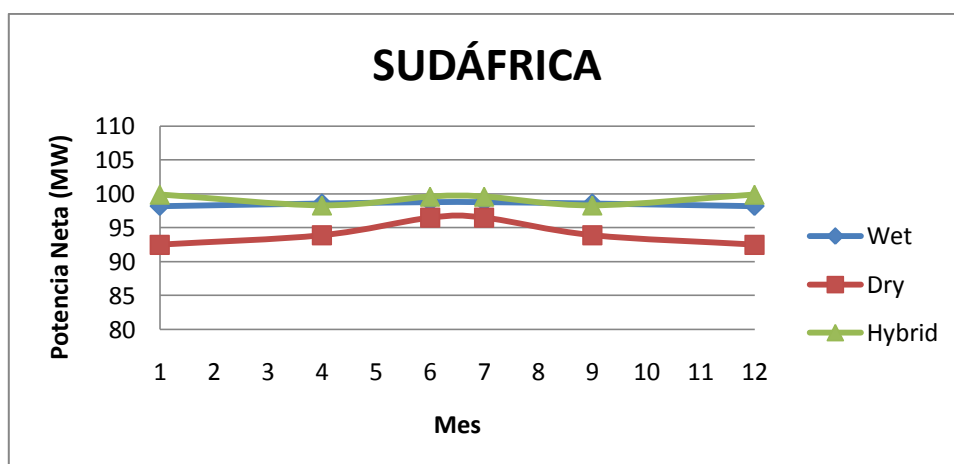
Los resultados que aquí se muestran, a falta de hacer análisis económicos y ambientales, son los que se han venido buscando a lo largo del proyecto con el fin de determinar el mejor sistema de refrigeración en cada zona:



Gráfica 5.11 Potencia neta Australia



Gráfica 5.12 Potencia neta Chile



Gráfica 5.13 Potencia neta Sudáfrica

A la vista de los resultados, la potencia neta que entrega el ciclo está próxima a los 100MW de diseño, siendo durante los meses más fríos del año cuando mayor potencia se extrae.



Por lo general la refrigeración seca es la que reduce más la potencia extraída del ciclo, mientras que las tecnologías húmeda e híbrida aportan valores más cercanos a estos 100 MW. A continuación se hará un análisis de los resultados de forma independiente para cada país.

AUSTRALIA

En Australia existen dos épocas del año claramente distinguibles:

Una de ellas, la que ocupa los meses más fríos y centrales del año (Abril-Septiembre), donde los resultados obtenidos son similares independientemente de la tecnología empleada. Esto es así porque para el caso de la refrigeración con aire, es en estos meses fríos cuando mejor funciona consiguiendo así que la potencia entregada por el ciclo sea similar a la entregada por la refrigeración con agua. Para el caso de la refrigeración híbrida, al estar funcionado sólo con la zona seca, se encuentra bajo las condiciones de mayor exigencia, de esa manera aumenta el consumo y disminuye la potencia que entrega hasta alcanzar los valores de la refrigeración húmeda que permanecen constantes a lo largo de todo el año.

Durante los meses restantes del año, donde la temperatura es cada vez más alta, dependiendo del sistema de refrigeración empleado, existen claras diferencias en la potencia neta que se puede extraer. En estos meses, la refrigeración híbrida es la tecnología más beneficiosa, mientras que la refrigeración seca es la peor. Por su parte, la refrigeración con agua aporta valores intermedios entre ambas tecnologías, de manera que su uso durante estos meses supone que la potencia neta sea unos 5MW mayor que si usamos aerocondensadores y unos 3MW menor que si usamos refrigeración híbrida.

Finalmente, la conclusión que se obtiene para Australia es que desde el punto de vista de la potencia neta extraída por el ciclo, la refrigeración híbrida sería la tecnología más recomendable. No obstante, habría que esperar hasta realizar un análisis económico para poder sacar una conclusión definitiva, ya que puede resultar más rentable construir sólo 2 torres húmedas en vez de las 5 torres híbridas necesarias, aunque la construcción de estas últimas hagan que la potencia neta sea algo mayor.

CHILE

En primer lugar, destaca la similitud entre los datos aportados por las 3 tecnologías. Destaca especialmente para el caso de la refrigeración seca, ya que como puede verse en los otros casos, siempre es la tecnología con peores resultados con diferencias de hasta 10MW. Sin embargo, en Chile la central tiene un comportamiento muy similar se emplee aerocondensadores o torres húmedas, similitud que se da para todo el año, ya que a diferencia de los otros casos, los datos para el aero son tan constantes a lo largo del año como para las torres húmedas.

La explicación para este fenómeno se encuentra la gráfica 3.1, donde se analizaba la humedad relativa de cada país. Chile destacaba por tener una humedad relativa muy alta, lo que repercutía en la temperatura de bulbo húmeda (ver gráfica 3.2) haciendo que esta fuera muy próxima a la temperatura del aire ambiente, por ello, la refrigeración seca y húmeda en Chile tienen comportamientos tan parecidos.



Por otro lado, Chile es el país con temperaturas ambiente más bajas y más constantes de los países estudiados. Esto repercute también en la constancia de los datos aportados por las distintas tecnologías.

Aún con todo esto, al igual que ocurría en Australia, la tecnología híbrida es la que mejores resultados presenta para todo el año. No obstante, como las diferencias con las otras tecnologías no son muy grandes, habría que esperar a realizar un análisis económico para ver si es mejor construir 4 torres híbridas o 2 húmedas. Además, habría que esperar también a realizar un análisis del agua consumida ya que si esta tiene un coste alto, la refrigeración seca será la más ventajosa frente a las otras dos.

SUDÁFRICA

En Sudáfrica, la refrigeración seca destaca por ser mucho peor que las otras dos, ya que salvo los meses de Junio y Julio donde la diferencia se reduce a 5MW, el resto de meses la diferencia llega casi a los 10MW. Además, debido a la variabilidad que mostraba la distribución de las temperaturas del aire a lo largo del año, la potencia neta del ciclo toma valores bastante cambiantes, lo que puede no interesar si se busca un funcionamiento estable.

Por otro lado, destaca la similitud y constancia de los datos aportados empleando torres húmedas e híbridas. Además, en este caso, gracias al descenso brusco en las temperaturas que ocurre en Sudáfrica durante los meses más fríos del año, tan sólo son necesarias 3 torres híbridas, con lo que la inversión inicial requerido para la instalación del sistema de refrigeración híbrida, será similar al requerido por el sistema de húmedo.

En este caso, para sacar una conclusión final sobre qué sistema es el más conveniente, habría que analizar si es más conveniente tener un sistema de refrigeración húmedo que funciona siempre igual o uno híbrido, que a pesar de requerir una torre más y tener un funcionamiento más complejo, puede resultar interesante gracias a su flexibilidad de operación en lugares donde el precio al que se paga la electricidad no es fijo. Todo esto se estudiará en apartados siguientes.



CAPÍTULO 6: IMPACTO MEDIOAMBIENTAL

Para sacar conclusiones más firmes sobre qué sistema de refrigeración es el más adecuado en cada zona, no basta con conocer los valores de la potencia neta. Un sistema de refrigeración con buenos resultados en cuanto a la potencia neta del ciclo se refiere, puede no ser el más adecuado si atendemos a variables como el consumo de agua o a aspectos medioambientales que varíen el ecosistema donde se instale la central.

En este apartado, se pretende comparar los 3 sistemas de refrigeración estudiados para ver cuál de ellos es el que tiene un impacto ambiental menor. Además, se compararán los resultados obtenidos, con las normativas vigentes que regulen cada uno de los parámetros de estudio.

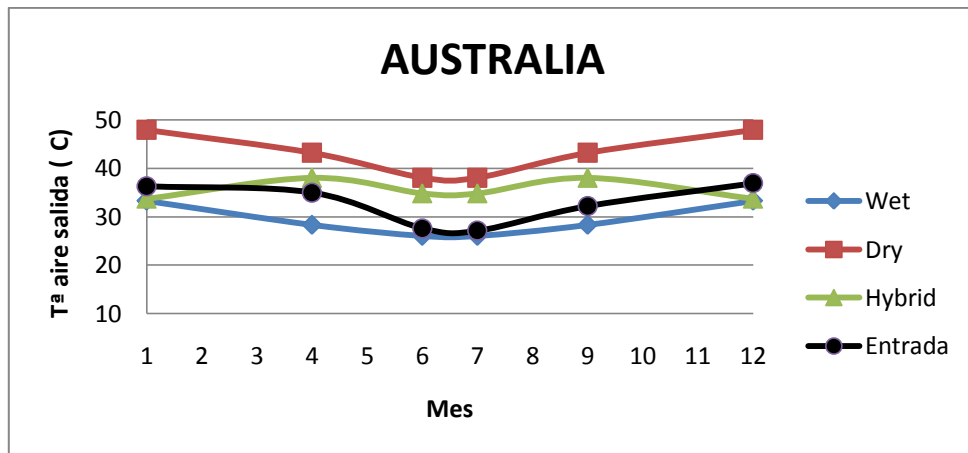
Por último, ha de aclararse que la normativa con la que se han comparado los resultados ha sido la normativa vigente en España. Esto ha sido así, debido a la gran dificultad que supone acceder estas normativas en países como Sudáfrica. De este modo, aunque no se podrá tener las normas concretas de cada zona, sí que se podrá tener una idea de qué regula la normativa en un país desarrollado como España.

6.1 EFECTO EN LA TEMPERATURA AMBIENTE

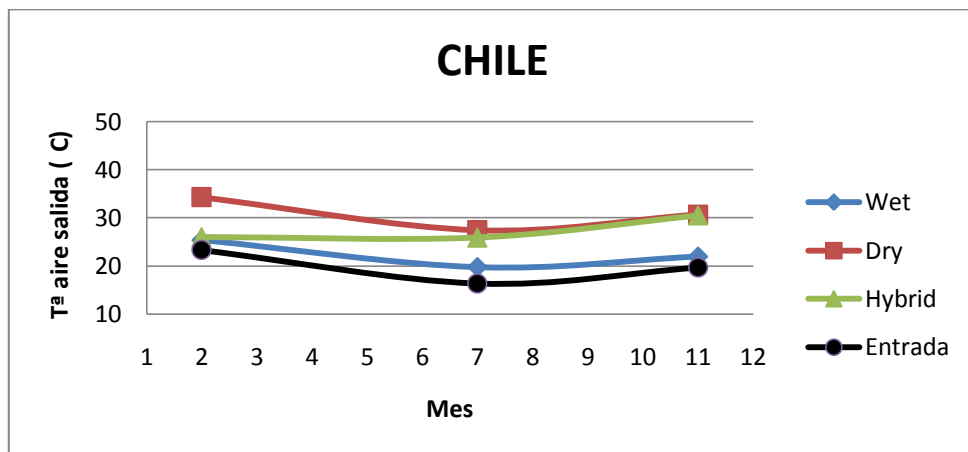
En cualquier sistema de refrigeración, es necesario tomar aire del exterior para que este intercambie calor con el fluido que se quiere refrigerar. Este aire saldrá del equipo de refrigeración, por lo general a una temperatura mayor a la que entró.

Este hecho, varía las condiciones medioambientales del entorno y por esta razón se ha decidido analizar qué ocurre con la temperatura del aire a la salida.

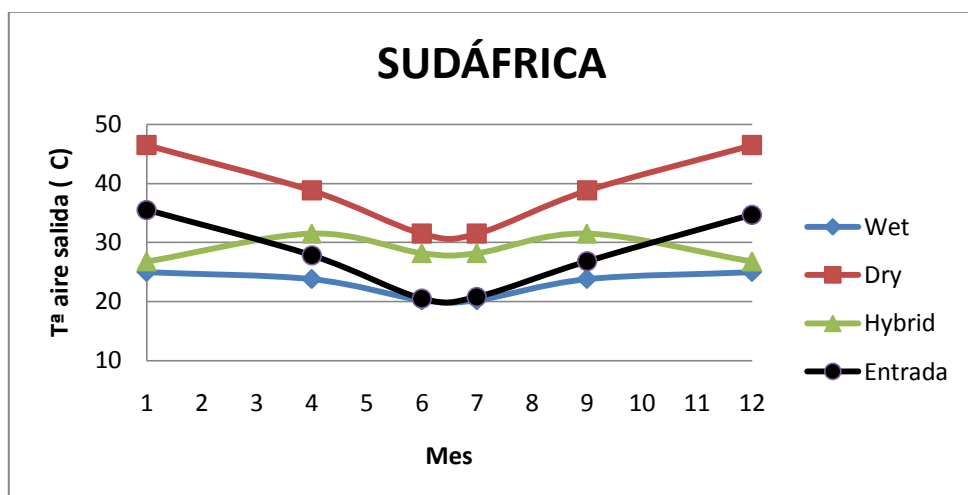
Con las siguientes gráficas, se puede ver a qué temperatura sale el aire de los distintos sistemas de refrigeración. Además, se ha incluido en las gráficas la temperatura del aire ambiente a la cual entra en las torres (trazo negro). De este modo se tiene una representación gráfica de la variación de temperatura que introduce cada uno de los sistemas de refrigeración.



Gráfica 6.1 Temperatura del aire a la salida en Australia



Gráfica 6.2 Temperatura del aire a la salida en Chile



Gráfica 6.3 Temperatura del aire a la salida en Sudáfrica



Como primera conclusión, puede extraerse que la refrigeración con sólo aire es la que más varía la temperatura ambiente del lugar, introduciendo incrementos de más de 10°C. Este hecho estaba dentro de lo esperado, ya que en los aerocondensadores el único mecanismo de transferencia de calor es la convección, por lo que el aire a su paso por la matriz de tubos se calienta mucho al extraer el calor cedido por el fluido condensado.

En el lado opuesto, se encuentra la refrigeración húmeda, donde el aire incluso puede enfriarse a su paso por la torre. Éste fenómeno se debe a la humedad relativa, y es que en países muy secos como Australia o Sudáfrica el aire al cargarse de humedad a su paso por las torres reduce su temperatura como puede verse en las gráficas anteriores. En el caso de Chile, al tener una humedad relativa alta, este fenómeno no se da, aunque la refrigeración húmeda sigue siendo la tecnología que menos varía la temperatura ambiente de la zona.

Por su parte, la refrigeración híbrida muestra un comportamiento intermedio entre la refrigeración seca y húmeda. Durante los meses fríos (junio y julio), dado que se está operando sólo con la zona seca de la torre, la temperatura a la salida se asemeja a la que se tiene si se emplean aerocondensadores. En cambio, durante los meses más cálidos (enero, diciembre), cuando se opera sólo con la zona húmeda, la temperatura a la salida de la torre es prácticamente la misma que la que se tiene al operar con una torre húmeda tradicional.

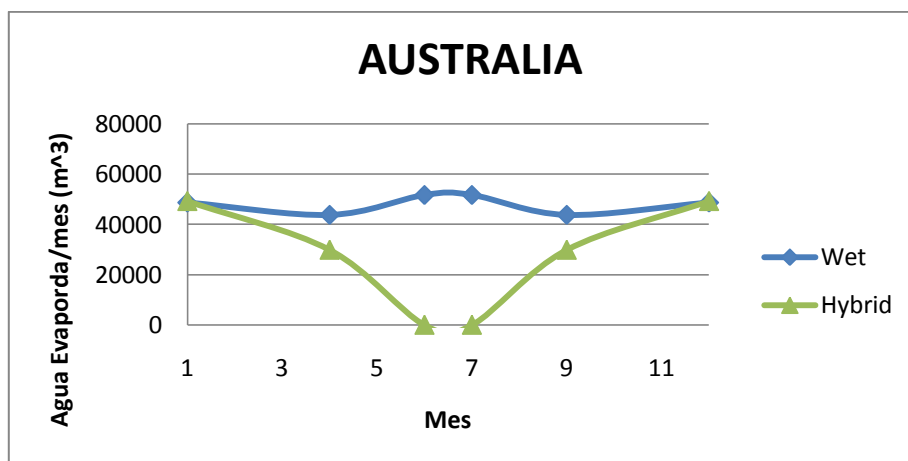
En España la normativa actualmente en vigor sobre calidad del aire es la Ley 34/2007, además de diversas directivas relativas cada una de ellas a distintos contaminantes. No obstante, a pesar de que la ONU en su lucha contra el cambio climático ha marcado el objetivo de reducir el ascenso de la temperatura en no más de entre 2 y 2.4°C, los aumentos de temperaturas de incluso más de 10°C que se ha visto que provocan las torres, no son excesivamente perjudiciales para el entorno, ya que este aumento de temperaturas en el aire se disipa rápidamente. No ocurre lo mismo en el agua, como se verá más adelante.

6.2 MASA DE AGUA EVAPORADA

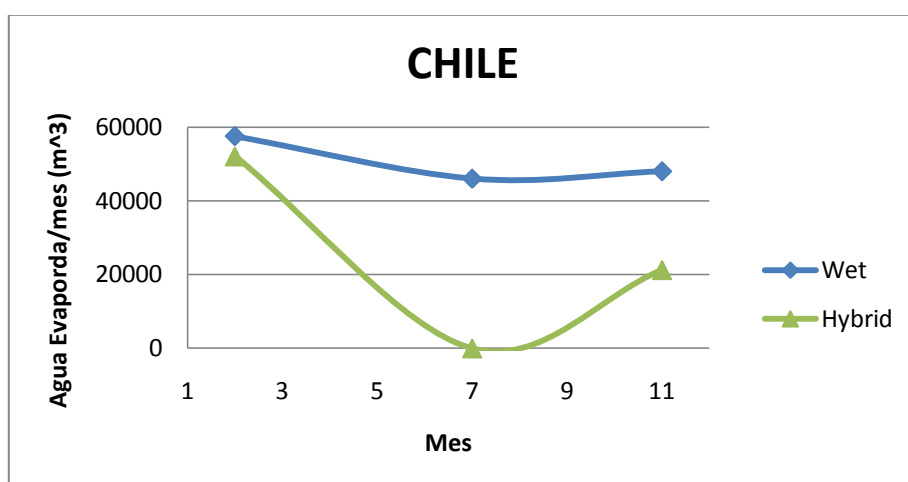
Además de estudiar la temperatura a la que sale el aire de la torre, es interesante conocer la masa de agua que sale a través del penacho. Esta agua en su mayoría sale en forma de vapor, aunque también puede salir un pequeño porcentaje de gotas. (Según el RD 865/2003 del 4 de julio, menor al 0.05% del agua que circula por la torre).

A continuación, se muestra la masa de agua evaporada para cada mes, calculada según la expresión 2.4

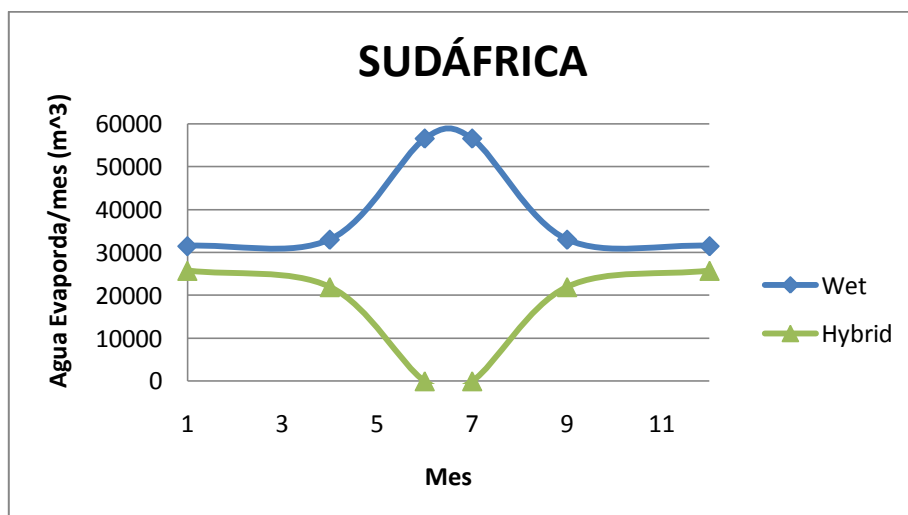
Nótese que tan sólo se representan los resultados obtenidos para las tecnologías húmedas e híbridas, y que son las que emplean agua en su funcionamiento.



Gráfica 6.4 Masa agua evaporada en Australia



Gráfica 6.5 Masa agua evaporada en Chile

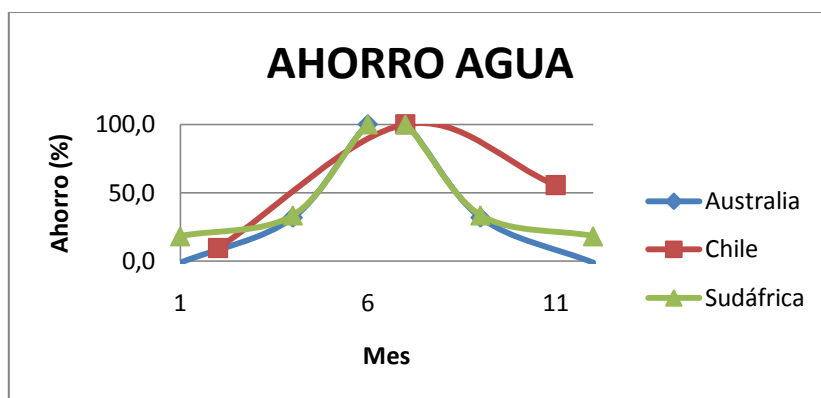


Gráfica 6.6 Masa agua evaporada en Sudáfrica



En primer lugar, se aprecia que la masa de agua evaporada es siempre mayor para las torres de refrigeración húmeda que para las torres híbridas. Este hecho es precisamente una de las ventajas que se comentó en el capítulo 2 cuando se expusieron los motivos por los que sería interesante operar con torres híbridas, y es que si el ciclo funcionara con un circuito cerrado toda la masa de agua que se evapora, sería agua que se debería reponer causando así un gasto de agua.

Además, a la vista de la gráficas, se puede ver la ventaja que supone operar con la zona seca de la torre híbrida durante los meses de invierno. A continuación, se muestra otra gráfica donde se puede comparar mejor el ahorro de agua que supondría operar con torres híbridas en vez de hacerlo con húmedas.



Gráfica 6.7 Ahorro de agua usando refrigeración híbrida

Puede verse que el mayor ahorro se encuentra para los meses en los que se opera sólo con la zona seca y de ese modo el ahorro es del 100%. En el caso opuesto, se encuentran los meses en los que funciona sólo la zona húmeda de la torre y donde el ahorro prácticamente desaparece.

Además, en la gráfica se puede comparar el ahorro entre las 3 zonas de estudio. De este modo, puede afirmarse que Chile es el lugar donde mayor ahorro de agua supondría instalar torres híbridas en vez de húmedas. Por su parte, Sudáfrica y Australia muestran comportamientos muy similares especialmente durante los meses centrales del año, sin embargo, si nos fijamos en todo el año, Sudáfrica muestra un ahorro mayor durante los meses iniciales y finales del año.

6.3 PROBLEMAS RELACIONADOS CON EL PENACHO DE LAS TORRES

Resulta común encontrar en medios de comunicación imágenes como la siguiente cuando se quiere denunciar la contaminación atmosférica que provoca una central de generación de electricidad. No obstante, el “humo” blanco que sale de las torres, conocido como penacho, es tan sólo vapor de agua. Por lo tanto es totalmente inocuo para el medio ambiente y para la salud de cualquier ser vivo. No obstante, sí que puede variar las condiciones ambientales, ya

que el vapor de agua expulsado puede provocar que aumente las lluvias en zonas próximas a la central.



Figura 6.1 Penacho de vapor. Fuente: Google Images

Ante esto, empresas del sector de la refrigeración como SPX, han buscado soluciones para evitar producir este penacho. Gran parte de estas soluciones pasan por calentar el aire antes de que salga de la torre y de este modo deje de ser visible. (Para más información, ver el apartado 2.4.1 de la memoria, donde se exponen las ventajas de las torres híbridas y dos métodos usados en estas torres para conseguir que el penacho deje de ser visible).

Los motivos por los que se han buscado estas soluciones son principalmente los siguientes:

-Razones estéticas: Como se ha dicho al principio, mucha gente ve en el penacho de vapor una nube tóxica de humo y se muestra reacia a vivir cerca de una central que emite este penacho.

-Razones de seguridad: El vapor de agua del penacho puede provocar problemas de visibilidad cuando desciende. Además en épocas frías del año, el vapor del penacho puede congelarse al caer, siendo especialmente peligroso si cae por ejemplo en una carretera.

Además, en aplicaciones donde se emplea agua salada para la refrigeración, el vapor sale acompañado de sales. Por este motivo, este tipo de torres ha de estar diseñadas para que el penacho ascienda lo más alto posible, ya que un mayor ascenso del penacho tiene como resultado una mayor dispersión. De este modo, las partículas de sal se distribuyen mejor por el aire y la concentración de sal resultante en el suelo se reduce considerablemente.

A continuación se muestran los resultados obtenidos por la empresa SPX en un estudio realizado sobre la emisión de sal como función de la altura de la torre y la distancia a la misma.

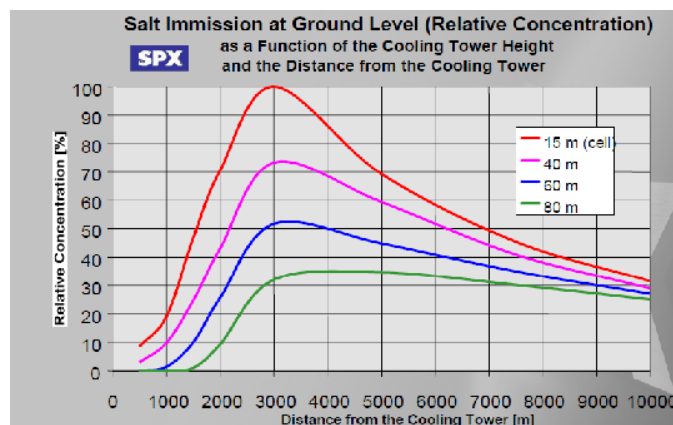


Figura 6.2 Emisión se de sal en función la distancia. Fuente: SPX



Puede verse, que efectivamente a mayor altura, menor es la concentración de sal. Además, puede verse que el radio afectado puede sobrepasar los 10 Km de distancia.

6.4 RUIDO DEL VENTILADOR

Otro efecto a considerar a la hora de estudiar el impacto medioambiental que tiene la central es el nivel de ruido que esta genera.

Una de las principales fuentes generadoras de ruido en una central es el equipo de impulsión, formado por los ventiladores que funcionan en los sistemas de refrigeración. Por esta razón, en este apartado se va a calcular el nivel de ruido en dB que generan estos ventiladores.

El procedimiento seguido, ha sido el propuesto por la empresa proveedora de ventiladores *Hudson* y que se detalla a continuación:

- 1) En primer lugar, se ha calculado el nivel de fuerza sonora, en inglés Sound Power Level (PWL), que mide la fuerza acústica de un solo ventilador en decibelios.

$$PWL = 56 + 30 \log \left(\frac{RPM \cdot \pi \cdot d_f}{1000} + \log \left(\frac{P_f}{0.746} \right) \right) \quad \text{Ecuación 6.1}$$

Donde:

RPM: Velocidad de giro del ventilador [r.p.m.]

P_f : Potencia del ventilador [kW]

d_f : Diámetro del ventilador [m]

- 2) En segundo lugar, se calcula la fuerza acústica del conjunto total de ventiladores que componen cada uno de los sistemas de refrigeración:

$$PWL_N = PWL + 10 \log(N) \quad \text{Ecuación 6.2}$$

Donde:

N: Número de ventiladores totales

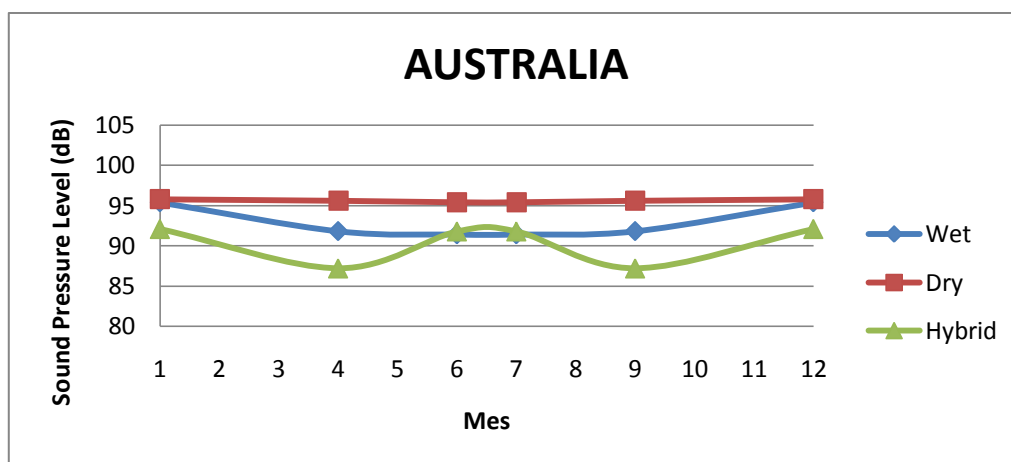
- 3) Por último, ha de explicarse que el parámetro a controlar en estos sistemas no es la fuerza sonora calculada (PWL), sino el nivel de presión sonora o Sound Pressure Level (SPL), que se define como el ruido audible en decibelios medido a un cierto radio R de distancia del foco de ruido. Este valor se puede conocer directamente realizando mediciones o se puede calcular a partir del valor de PWL_N obtenido anteriormente:



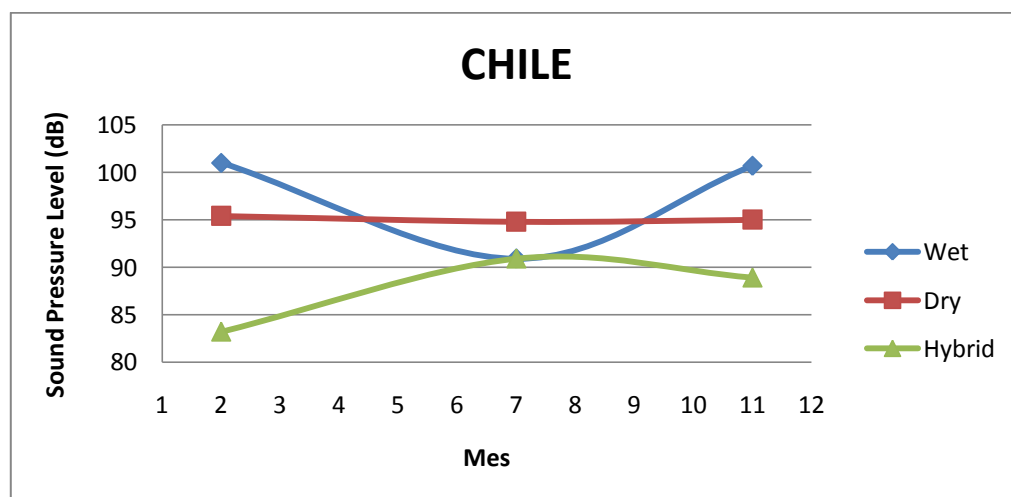
$$SPL = PWL_N - 20\log(R) \quad \text{Ecuación 6.3}$$

El test más común y barato al que han de someterse los sistemas de refrigeración, es al “SPL at 3ft”. Según proporciona la propia compañía, el rango de ruido permitido para torres de refrigeración es el comprendido entre 80 y 105 dB.

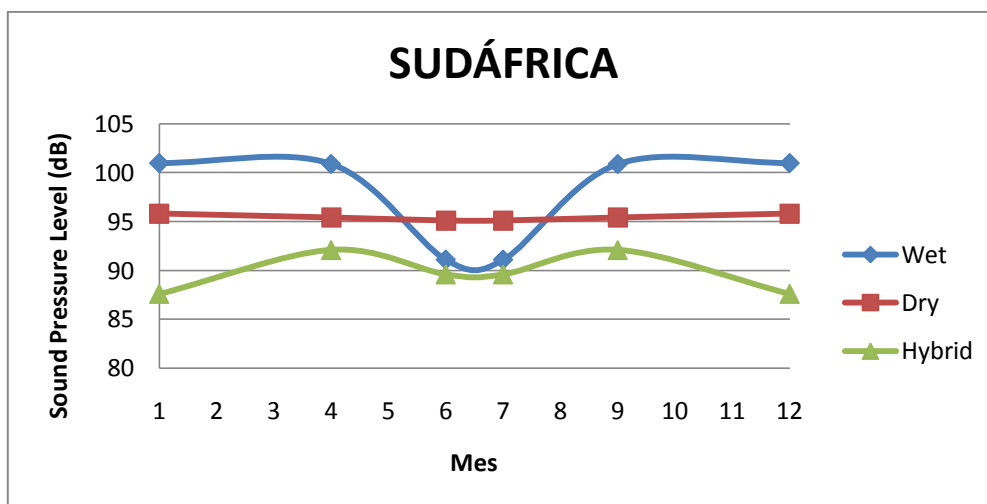
A continuación, se muestran los resultados obtenidos para este test en las distintas zonas de estudio dependiendo del sistema de refrigeración empleado.



Gráfica 6.8 Nivel de ruido ventilador Australia



Gráfica 6.9 Nivel de ruido ventilador Chile



Gráfica 6.10 Nivel de ruido ventilador Sudáfrica

La primera conclusión obtenida tras obtener los resultados, es que en ningún caso se sobrepasan los 105dB marcados como límite por *Hudson*. Por lo general los valores se encuentran siempre por debajo de los 100dB.

Debido a las distintas condiciones ambientales, el nivel de exigencia bajo el que funciona cada uno de los distintos sistemas varía en cada región. De este modo, en el caso de Australia al ser un clima muy cálido, el sistema de refrigeración seca necesita mover cantidades muy grandes de aire y por ello presenta un nivel de ruido mayor que al que presentan las otras tecnologías.

En los casos de Chile y Sudáfrica, salvo en los meses centrales del año, es la tecnología húmeda la que genera mayor cantidad de ruido. Debido a la elección de trabajar con el menor número de celdas posibles, se optó por usar los ventiladores de mayor diámetro (más de 12m de diámetro) que tienen la casa Hudson. Estos ventiladores, como se ve en la ecuación 6.2, debido a su tamaño son más ruidosos que varios de menor tamaño funcionando a la vez.

Por último destacar, que debido a la menor exigencia a la que están sometidas las torres híbridas durante los meses del año en los que no están operando con la zona seca, por ello es en cualquier caso la tecnología que menor nivel de ruido presenta.

6.5 VERTIDO DE AGUA DE REFRIGERACIÓN: EFECTOS Y NORMATIVA

De los cambios fisicoquímicos que sufre el agua de refrigeración tras pasar por los sistemas de enfriamiento, destaca el salto de temperaturas que se da entre la temperatura a la que se vierte el agua y la temperatura a la que se toma.

La administración establece para cada central unos valores máximos admisibles dependiendo de las características del punto de vertido. Por ello, desde la central es necesario controlar la temperatura de vertido y en el supuesto de superar los límites, se deberá parar la instalación para corregir la temperatura.



A continuación se exponen los principales efectos que tiene el aumento de la temperatura del agua en el medio receptor:

- En primer lugar, los ecosistemas marinos pueden verse afectados por este aumento de temperatura. Especialmente, especies de sangre fría a las cuales les costará más regular su temperatura corporal. Además el equilibrio biológico de la zona se verá afectado con la llegada de otras especies acostumbradas a vivir en zonas donde la temperatura del agua es mayor.
- En segundo lugar, el aumento de la temperatura favorece la eutrofización. Mediante este proceso, se produce un aumento de nutrientes en la zona de manera que se favorece la generación de algas. Estas algas, además de enturbiar el agua, provocan la extinción de varias especies de peces.
- Finalmente, dado que el agua caliente tiene menos oxígeno en volumen que el agua fría, las especies que no sean capaces de adaptarse a estas nuevas condiciones morirán. De hecho, este descenso del oxígeno en el agua, podría provocar la proliferación de organismos patógenos como bacterias y parásitos, los cuales se adaptan muy bien a estas nuevas condiciones inducidas por el vertido de agua caliente.

Por todo esto, existen diversas normativas que regulan las condiciones de vertido. Todas estas normativas, además de los trámites administrativos necesarios para pedir la concesión de dichos vertidos, se recogen en el *Manual para la concesión de vertidos** elaborado por el Ministerio de Agricultura y Medio Ambiente del Gobierno de España y que marca las siguientes pautas a cumplir para los vertidos de aguas de refrigeración:

*(El link a dicho manual podrá encontrarse en la bibliografía adjunta del proyecto)

- El vertido no ocasionará el incumplimiento del objetivo de calidad fijado para la temperatura en el medio receptor. El salto térmico máximo permitido dependerá de la zona de vertido. Por lo general se permite un salto térmico máximo de 8°C.
- En el caso de vertidos efectuados en ríos, si estos no tienen fijado objetivos o normas de calidad ambiental, el incremento de temperatura media de una sección fluvial tras la zona de dispersión, no superará los 3°C.
- En el caso de vertidos efectuados en lagos y embalses la temperatura del vertido (límite de emisión) no superará los 30°C.
- No se alterará el valor del resto de parámetros respecto al agua de captación.

Además, la normativa fija el precio básico de vertido de agua industrial en 0.03005 €/m³. Este precio, hay que multiplicarlo por un coeficiente de minorización, el cual depende del volumen de agua vertido y de si dicho vertido cumple o no los límites establecidos. Estos coeficientes se muestran en la tabla adjunta:



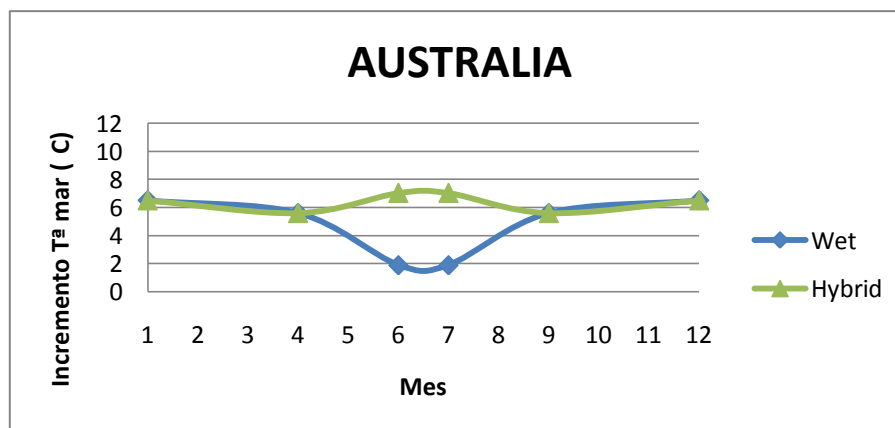
COEFICIENTE DE MINORACIÓN PARA AGUAS DE REFRIGERACIÓN		
Volumen Hm ³	Coeficiente	
	cumple condiciones	no cumple condiciones
Primeros 100	0,02000	0,06000
Resto hasta 250	0,01166	0,03498
Resto hasta 1000	0,00566	0,01698
Resto por encima de 1000	0,00125	0,00375

Tabla 6.1 Coeficiente de minorización para aguas de refrigeración. Fuente: MAGRAMA

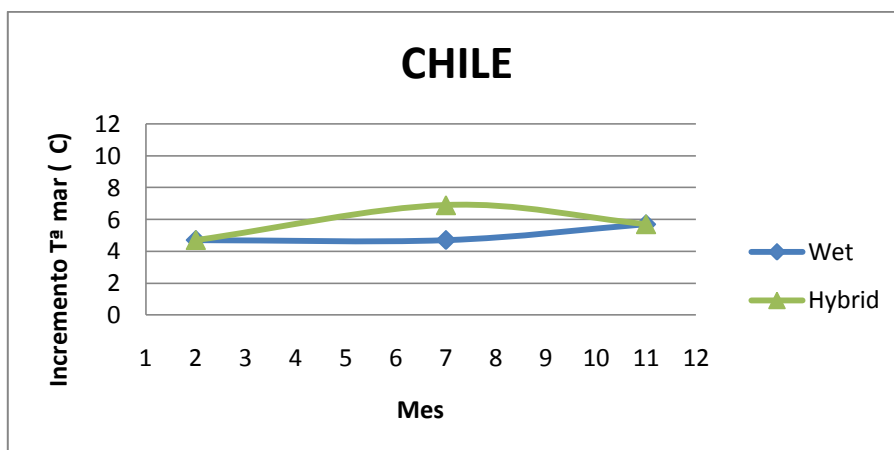
A continuación, se analizará el salto térmico que provoca el vertido del agua de refrigeración de la central estudiada, en el medio receptor.

6.6 INCREMENTO DE LA TEMPERATURA DEL AGUA DE MAR

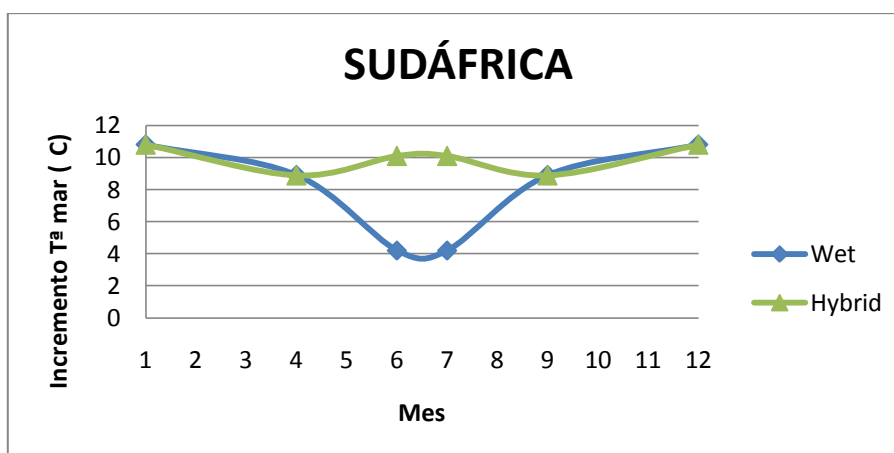
A continuación se muestra el incremento de la temperatura del agua de mar para cada zona, dependiendo de si usamos torres húmedas o híbridas. Ha de recordarse que si empleamos aerocondensadores, no es necesario usar agua, con lo que esta tecnología no tendría ningún efecto sobre el ecosistema marino.



Gráfica 6.11 Incremento de la temperatura del agua de mar en Australia



Gráfica 6.12 Incremento de la temperatura del agua de mar en Chile



Gráfica 6.13 Incremento de la temperatura del agua de mar en Sudáfrica

En primer lugar, como puede verse en las gráficas durante los meses en los que funciona la zona húmeda de la torre híbrida, el incremento de temperaturas que se introduce en el agua de mar es el mismo que con las torres húmedas. Esto es así, porque el agua se asume que sale de la torre a la temperatura de bulbo húmedo más una aproximación de 5°C.

En el caso de Chile, como sólo se dan 3 puntos para pintar la gráfica parece que existe un incremento de temperaturas mayor para las torres híbridas durante todo el año. Sin embargo, si se pudieran dar más puntos, se observaría que la tendencia de la curva sería similar a la tendencia que tiene para Australia o Sudáfrica. De esta forma, los valores serían iguales a los que se presentan para la refrigeración húmeda, salvo en los meses fríos donde sólo se opera con la zona seca de la torre.

Como se ha avanzado antes, las diferencias entre ambas tecnologías se encuentran durante los meses fríos del año. Esto se debe a que durante estos meses las dos tecnologías funcionan en condiciones de exigencia diferentes.

Durante estos meses fríos, las torres húmedas consiguen descender mucho el límite hasta el que pueden enfriar el agua gracias al descenso de las temperaturas ambiente, que a su vez



repercute en un descenso de la temperatura de bulbo húmedo. Como se puede ver en las gráficas presentadas en capítulos anteriores, las temperaturas del agua de mar descienden mucho menos de lo que lo hacen las temperaturas del aire y bulbo húmedo. Esto lleva a que se reduzca el incremento de temperaturas en el agua de mar.

Por otro lado, las torres híbridas al funcionar sólo con la zona seca, ya no pueden enfriar el agua de mar hasta una temperatura próxima a la de bulbo húmedo, sino que lo tienen que lo hacen hasta una temperatura que se ha fijado durante la fase de diseño. Como se recordará, durante la fase de diseño de las torre híbridas, el número de torres necesarias se calculaba de forma que durante los meses en los que funciona sólo la zona seca, las torres fueran capaces de enfriar el agua lo suficiente como para cumplir la normativa. Por esta razón en estos meses, el incremento de temperaturas se aproxima a los 8°C que fija la normativa.

Por último, ha de comentarse en detalle el caso de Sudáfrica. Como se vio en el apartado anterior, la normativa vigente en España fija un salto térmico máximo de 8°C. En Sudáfrica este incremento llega a tomar valores de 10,8°C, con lo que en principio no se cumpliría la normativa. Además este incremento se da también en las torres húmedas, cuyo límite viene fijado por las condiciones atmosféricas a través de la temperatura de bulbo húmedo y por tanto poner más torres no solucionaría el problema.

Una posible solución sería disminuir los 5°C en los que se ha fijado la variable *aproximación* ya explicada. Otra solución a este problema, sería pedir a las autoridades pertinentes que realizaran un estudio en profundidad de la zona de vertido para ver si es posible aumentar el límite de 8°C. Existen precedentes de casos similares, como el de la central de ciclo combinado de Escombreras, situada en Cartagena (Murcia). Dicha central, al igual que en el caso estudiado, toma el agua para la refrigeración directamente del mar, y tras su uso, la enfría en torres húmedas antes de devolverla al mar. Durante el periodo de 2010 a 2011 superaron el límite de 8°C llegando a valores de 11°C. Antes estos acontecimientos, se realizó un estudio del medio receptor para comprobar que el vertido de las aguas de refrigeración no provocara una subida de más de 3°C en un radio de 200m del punto de vertido. Tras realizar el estudio, con fecha del 22/06/12 la Dirección General de la Región de Murcia autorizó la subida del salto térmico a 12°C. Con esto, se quiere advertir que los datos obtenidos para Sudáfrica, aunque en principio supondrían un incumplimiento de la normativa, podrían ser válidos dependiendo de la zona concreta en la que se realice el vertido.

(Nota: En la bibliografía puede encontrarse el acceso a esta resolución aquí citada de la CC.de Escombreras junto con más información de interés desde el punto de vista medioambiental que arroja la Declaración Ambiental realizada por Iberdrola en 2012)

6.7 LEGIONELA

Además de los efectos que los sistemas de refrigeración pueden ocasionar mediante la contaminación térmica del aire y el agua, hay que tener en cuenta otros focos de contaminación como es la proliferación de bacterias como la Legionela, especialmente vinculada a las torres de refrigeración húmedas.



A continuación se expondrá brevemente en qué consiste esta enfermedad, qué efectos tienen en la salud y cuáles son los mecanismos de control y prevención para evitar su propagación.

6.7.1 ¿QUÉ ES LA LEGIONELLA?

Tras la muerte de 34 miembros de la legión de los EEUU (por ello recibe este nombre) en 1976, se acrecentó estudio de dicha bacteria. Al año siguiente, el *CDC Center for Disease Control*, identificó a la *Legionella Pneumophila* como la causante de los brotes y además le atribuyo varios casos anteriores, de personas que habían fallecido con síntomas similares y de las que hasta entonces no se conocía el causante.

La *Legionella* pertenece a una familia de bacilos gramnegativos. Existe en cantidades importantes en el medio natural en medios acuáticos naturales tales como ríos, arroyos o lagos. Crece en aguas a temperaturas comprendidas entre 20°C y 50°C, por debajo de este rango apenas se multiplica, mientras que por encima muere. Además necesita un pH del agua entre 2 y 9.5 y la presencia de L-cisteína y sales de hierro.

Se alimenta principalmente de microorganismos necrosados, aunque también lo puede hacer del caucho de las materias plásticas de las que están hechas las juntas o algunas partes de los circuitos de refrigeración.

A continuación se muestra un esquema con las posibilidades de proliferación de la *Legionella* a diferentes temperaturas y en diferentes instalaciones.

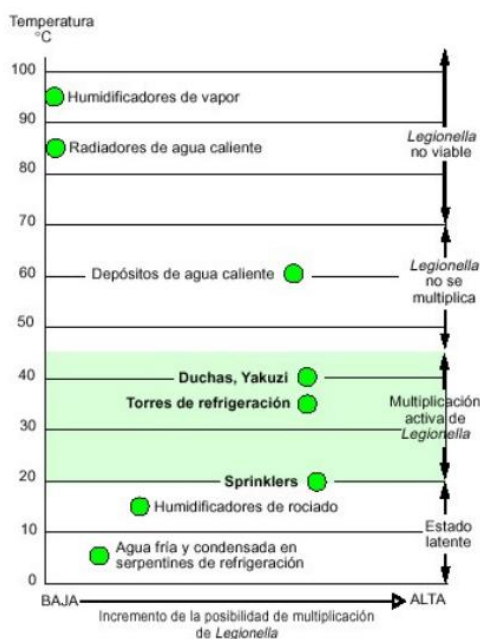


Figura 6.3 Condiciones de propagación de Legionella. Fuente: MTAS

Como puede verse, las torres de refrigeración se encuentran en la zona de multiplicación activa de la Legionella, y por ello ha de tenerse en cuenta a la hora de diseñar los sistemas de control y mantenimiento del agua, para evitar su propagación.



6.7.2 PROPAGACIÓN Y EFECTOS EN LA SALUD

Una vez que la bacteria se ha desarrollado, necesita un medio para transmitirse. Típicamente lo hace por medio de aerosoles tales como gotas de agua, y es precisamente la inhalación de estos aerosoles la principal vía de transmisión de la enfermedad (No ha sido documentado ningún caso en el que se haya transferido mediante la ingesta de agua contaminada con la bacteria).

Los grupos de riesgo son personas de edad avanzada, de género masculino, que además sufran algún tipo de enfermedad respiratoria, diabetes o cáncer. Aunque si una persona sana está expuesta a altas dosis, también estaría en riesgo de contraer la enfermedad.

A continuación se recogen en dos tablas, una orientación de las dosis infecciosas y los rasgos principales de las dos modalidades de enfermedad asociada a la *Legionella pneumophila*:

LEGIONELLA ufc/ ml	TORRES DE REFRIGERACIÓN	INSTALACIÓN DE AGUA CALIENTE	HUMIDIFICADORES / NEBULIZADORES
< 1	Bajo	Bajo	↑ Bajo
1 + 9	Bajo	↑ Bajo	Moderado
10 + 99	↑ Bajo	Moderado	Alto
100 + 999	Moderado	Alto	Alto
> 1000	Alto	Alto	Alto

Tabla 6.2 Dosis de Legionela en distintos equipos. Fuente:MTAS

	ENFERMEDAD DEL LEGIONARIO	FIEBRE DE PONTIAC
Incidencia	1 - 5 %	95 %
Período de incubación	De 2 a 10 días	Uno o dos días
Síntomas	Fiebre, tos, dolor muscular, escalofríos, dolor de cabeza, dolor torácico, esputos, diarrea, confusión, coma	Fiebre, tos, dolor muscular, escalofríos, dolor de cabeza, dolor torácico, confusión
Efectos en pulmón	Neumonía	Pleuritis. Ausencia de neumonía
Afección en otros órganos	Riñón, hígado, tracto gastrointestinal, sistema nervioso	Ninguno
Proporción de casos fatales	15 - 20 % (*)	Ausencia

(*) Entre individuos susceptibles no tratados puede aumentar hasta el 80%

Tabla 6.3 Síntomas generales Legionela. Fuente: MTAS

6.7.3 MEDIDAS DE CONTROL Y PREVENCIÓN EN TORRES DE REFRIGERACIÓN

Dada la naturaleza de la bacteria resulta complicado disponer de métodos físicos o químicos que sean 100% eficaces. No obstante, a la hora de diseñar una instalación con altas posibilidades de proliferación de *Legionella* (torres de refrigeración, sistemas de ACS, piscinas, etc) han de tenerse en cuenta una serie de aspectos en la fase de diseño para evitar la difusión de la bacteria.



Estas consideraciones, se recogen en el informe UNE 100-030-94 sobre climatización “Guía para la prevención de la Legionela en instalaciones”. Este documento forma parte de la Instrucción Técnica Complementaria ITE 01 “Generalidades” del Real Decreto 1751/1998, de 31 de julio, por el que se aprueba el Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios (RITE) y sus Instrucciones Técnicas Complementarias (ITE).

De forma resumida, las medidas que se piden tomar, se basan en el continuo control de las instalaciones y de temperatura y propiedades del agua para de este modo evitar que se den las condiciones óptimas requeridas por la bacteria.

Además, para el caso de las torres de refrigeración, se recomiendan las siguientes acciones de mantenimiento:

ACCIÓN		FRECUENCIA
Inspección de Equipos		Mensual
LIMPIEZA	Balsa inferior	Mensual
	Tuberías y empaquetamiento	Anual
	Separador de gotas	Anual
DESINFECCIÓN		Primavera y Otoño/ Puesta en marcha tras inactividad

Tabla 6.4 Acciones de mantenimiento en torres de refrigeración. Fuente: IDAE

No obstante, la supervivencia de la bacteria en el aire es escasa al igual que en el agua del mar. Por ello las torres de refrigeración que utilizan agua salada para la refrigeración no presentan un riesgo para la proliferación de Legionela.

6.8 ESTUDIO DEL AHORRO EN EMISIONES

Para finalizar el este capítulo, se quiere poner de manifiesto el ahorro en emisiones que supone generar electricidad con una planta termosolar, frente a hacerlo de forma tradicional en centrales térmicas convencionales donde se emplea la combustión de combustibles fósiles como el carbón.

Para hacer el estudio, se calcularán las emisiones que emitiría una central de 100MW de potencia durante un año. Para ello se tendrán en consideración los siguientes valores:

- Horas de funcionamiento diario de la central = 13 h/día
- Poder calorífico inferior del carbón = 9,11kWh/kg

De este modo, los kg de carbón que se han de quemar al año en una central de carbón que trabaje un número de horas similar al que lo hace una de las centrales termosolares simulada, para producir 100 MW son:



$$100 \cdot 10^3 \text{ kW} \cdot 365 \frac{\text{días}}{\text{año}} \cdot 13 \frac{\text{h}}{\text{día}} = 474,5 \cdot 10^6 \text{ kWh/año}$$

$$m_{\text{carbón}} = \frac{474,5 \cdot 10^6 \frac{\text{kWh}}{\text{año}}}{9,11 \frac{\text{kWh}}{\text{kg carbón}}} = 52,08 \cdot 10^6 \text{ kg carbón/año}$$

A partir de los siguientes datos, obtenidos de apuntes de la asignatura de Energías Renovables, se pueden obtener de forma aproximada las cantidades de emisiones que produciría una central de carbón, y por tanto la cantidad de emisiones que se dejaría de emitir debido a generar electricidad en una de las plantas termosolares estudiadas.

CONTAMINANTE	EMISIÓN/kg CARBÓN
CO ₂	3,65 kg CO ₂ /kg
CO	5·10 ⁻³ kg CO/kg
NO _x	22,96·10 ⁻⁹ kg NO _x /kg
SO _x	0,11 kg SO _x /kg

Tabla 6.5 Emisiones por kg de carbón quemado

Multiplicando la cantidad de carbón quemado al año, por cada uno de los valores anteriores, se llega a los siguientes resultados:

CONTAMINANTE	EMISIÓN/AÑO
CO ₂	190,1·10 ⁶ kg CO ₂ /año
CO	260,4·10 ³ kg CO/año
NO _x	1,2 kg NO _x /año
SO _x	5,73 kg SO _x /año

Tabla 6.6 Emisiones anuales de cada uno de los contaminantes





CAPÍTULO 7: ANÁLISIS ECONÓMICO

7.1 INTRODUCCIÓN

Por último, antes de sacar las conclusiones definitivas que determinen el sistema de refrigeración más conveniente, ha de realizarse un estudio económico que determine los costes directos e indirectos de cada una de las tecnologías. Además, se querrá conocer el coste de la central para así tener una idea en orden de magnitud de la inversión que se debería hacer en conjunto.

Hacer un presupuesto para un proyecto de estas características no resulta una tarea sencilla, ya que no es fácil disponer de información sobre el coste exacto que supone cada elemento de la central. Lo mismo ocurre cuando se quiere hacer el estudio del coste de cada uno de los sistemas de refrigeración estudiados. En los catálogos de los fabricantes se puede encontrar especificaciones técnicas, cómo operar con los equipos o cómo llevar a cabo las técnicas de mantenimiento, sin embargo nunca aparecen el coste de los sistemas.

Por todas estas razones, en este apartado se seguirán algunas técnicas, extraídas del Capítulo 7 del libro *Chemical Engineering Design*, para la estimación de dichos costes. Así, dependiendo de la cantidad de información que se disponga, la calidad y fiabilidad del presupuesto aumentará.

Según la Association for the Advancement of Cost Estimating International (AACE International), existen cinco clases de estimaciones según precisión y propósito:

- Clase 5: Estimación en orden de magnitud, con una precisión típica del ± 30 -50%. Estas estimaciones están basadas en los costes de procesos similares y es útil cuando no se dispone de datos de diseño del proceso.
- Clase 4: Estimación preliminar, útil cuando se inicia un proyecto y hay que decidir entre distintas alternativas de diseño. Está basada en los limitados datos de coste y diseño que se disponga. Su exactitud es del ± 30 %.
- Clase 3: Estimaciones definitivas con precisión de ± 10 -15%. Requiere de gran información, no sólo del coste de los elementos, sino también de otros costes indirectos como costes por retrasos, autorizaciones, etc.
- Clase 2: Estimación en detalle, con errores del ± 5 -10%. Estas estimaciones se usan para fijar los contratos con futuros clientes. Deben incluir de forma completa costes de diseño, equipamientos, construcción, y todo ello de forma cerrada una vez firmados los contratos con los proveedores u operarios encargados de realizar la obra.



- Clase 1: Comprobación. Pasado un cierto tiempo y concluidas todas las negociaciones y diseños, se comprueba de nuevo si las estimaciones realizadas eran buenas. Con todo esto el presupuesto tendrá un error menor al 5%.

Debido a la escasez de datos y dado que el análisis se realiza para poder comparar entre las distintas tecnologías de refrigeración posibles, las estimaciones que se van a realizar en este apartado se corresponderán con lo que la AACE considera Clase 4 o estimaciones preliminares.

7.2 CLASES DE COSTES

Los costes que han de tenerse en cuenta, pueden dividirse en: Costes fijos y Costes de operación y mantenimiento (O&M).

Los costes fijos, incluyen los costes de diseño, construcción e instalación de la planta o del sistema de refrigeración que se esté presupuestando. Estos costes fijos se pueden dividir en:

- ISBL Costs: Costes de la propia planta o torre y que incluye:
 - El coste e todos los elementos requeridos, como turbinas, bombas, ventiladores, etc.
 - Coste de elementos adicionales, como aceites, filtros, etc.
 - Coste de la obra civil, así como su supervisión.
 - Impuestos y licencias
- Offsite Costs o OSBL Costs: Incluye los costes que pudieran darse al modificar o mejorar algunos elementos que no se adaptaran a nuestros requerimientos tal y como vienen de serie. Entre estos costes se incluyen, entre otros:
 - Transformadores eléctricos
 - Equipos de emergencia, así como elementos médicos o contra incendios
 - Sistemas de seguridad
 - Instrumentos de aclimatación

Todos estos costes, se pueden estimar como el 40% de los costes ISBL. Esta estimación, como todas las demás que se hagan en este capítulo, se ha obtenido del Capítulo 7 del libro *Chemical Engineering Design*.

- Contingency charges: Estos costes de “contingencia”, se encargan de dar un colchón de seguridad al presupuesto, ya que las estimaciones que se hacen son en cierto modo inciertas. Este factor de seguridad, varía desde un mínimo del 10% de la suma de los costes ISBL y OSBL, hasta el 50% si la incertidumbre es muy grande. En el presupuesto del proyecto, se va a emplear un coste de contingencia del 40% de la suma de los costes ISBL y OSBL.



En cuanto a los costes de O&M, ya se han tenido en cuenta al calcular la potencia neta que se extrae del ciclo. Además se han estimado los costes de mantenimiento a partir de los datos obtenidos de la consultora WorleyPearson para una central de tamaño similar en Nevada, de modo que el coste de mantenimiento de cada una de las tecnologías es

COSTE MANTENIMIENTO ANUAL	
Húmeda	11.333.902 \$
Híbrida	11.167.145 \$
Seca	10.889.095 \$

Tabla 7.1 Coste mantenimiento anual de cada sistema de refrigeración

-Precio kWh

El precio al que se paga la electricidad generada en la central, viene regulado por el Real Decreto 661/2007. Asimismo, dicho decreto distingue entre un régimen ordinario y un régimen especial que recoge la producción de electricidad con fuentes de energía renovables.

Puesto que la producción de electricidad se va a realizar mediante procesos térmicos utilizando la energía solar como única fuente primaria, según el Artículo 2 del Capítulo I, la central estudiada se agrupa en el grupo b.1.2.

Además, dicho decreto, establece en el Artículo 24 del Capítulo IV, los distintos mecanismos de retribución de la energía eléctrica producida en régimen especial. De este modo, existen dos alternativas para vender la energía eléctrica: Bien hacerlo bajo una tarifa fija constante o bien hacerlo bajo una tarifa de discriminación horaria, que dependiendo de la época del año, distingue periodos punta y periodos valle a lo largo de un día.

Invierno		Verano	
Punta	Valle	Punta	Valle
11-21 h	21-24 h y 0-11 h	12-22h	22-24 h y 0-12 h

Tabla 7.2 Periodos pico y valle y tarifa de discriminación horaria

Mientras que en los periodos punta, el precio al que se vende la electricidad es el precio fijo correspondiente que corresponda multiplicado por 1,0462, en los periodos valle dicho valor se multiplica por 0,9670.

Se supondrá que la central vende la energía eléctrica producida, bajo una tarifa fija. El Artículo 36 del mismo capítulo, recoge en la Tabla 3 las tarifas reguladas para la producción de electricidad en régimen especial. Según dicha tabla, el precio al que se venderá la electricidad generada en la central será de 26,9375 c€/kWh durante los primeros 25 años.



7.3 PRESUPUESTO SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN

Como se mencionó al inicio del capítulo, para realizar las estimaciones del coste que supone cada una de las tecnologías de refrigeración empleadas, se ha recurrido al capítulo 7 del libro *Chemical Engineering Design*. En él, se recoge la siguiente fórmula para estimar el coste del equipamiento necesario para una central, y entre las que se encuentran las torres de refrigeración.

$$ISBL\ Cost = a + bS^n \quad \text{Ecuación 8.1}$$

Donde:

a y b: Constantes dadas en ese mismo capítulo

S: Tamaño del parámetro de referencia del equipo. En el caso de las torres de refrigeración son los litros por segundo que circula por ellas.

n: Exponente que depende del equipamiento. Vienen dada al igual que a y b por la tabla 7.2 del libro de referencia.

De este modo, es necesario calcular los litros por segundo que circula por cada una de las torres. El gasto másico total era de 1900 kg/s, luego al operar con 2 torres húmedas el gasto másico es de 950kg/s, lo que dividiendo entre la densidad del agua salada da como resultado un gasto másico de 936.33 l/s.

Como se ha mencionado, los valores de las constantes a, b y n vienen dados en el libro usado como referencia para estimar estos costes y sus valores son:

Parámetro	Valor
a	175000
b	1500
n	0.9

Tabla 7.3 Constantes de ecuación 8.1 para torres de refrigeración húmeda

Con lo que finalmente, se pueden estimar los costes directos de cada una de las torres húmedas como:

$$ISBL\ Cost_{wet} = 175000 + 1500(936.33)^{0.9} = 878.565 \$/torre$$

Por otro lado, el coste de cada una de las torres híbridas y del equipo de refrigeración seca han sido estimados a partir de los datos obtenidos de un estudio realizado por WorleyPearson para la *National Renewable Energy Laboratory (NREL)*. Según este estudio, las torres híbridas son del orden de un 25% más caras que las húmedas, mientras que refrigerar sólo con aire es un 33% más costoso que hacerlo con agua.

Con todo esto, el coste de refrigeración seca se estimará directamente como un 33% más que el resultado final obtenido para la refrigeración húmeda, ya que el número de celdas



empleado, al igual que ocurría con las torre húmedas era el mismo para todas las regiones estudiadas.

Por último, dado que el número de torre híbridas sí que varía dependiendo de la región, es necesario conocer el coste estimado de cada una de las torres. Por ello, se ha estimado que el coste de una torre híbrida es un 25% más cara que el de una húmeda, de modo que:

$$ISBL\ Cost_{hybrid} = 1,25 \cdot ISBL\ Cost_{wet} = 1.100.000\ \$/torre$$

Una vez conocido el coste de cada una de las torres húmedas e híbridas, es necesario recordar el número de cada una de ellas que es necesario construir.

NÚMERO DE TORRES		
	Húmeda	Híbrida
Australia	2	5
Chile	2	4
Sudáfrica	2	3

Tabla 7.4 Número de celdas de cada sistema de refrigeración

Además, como ya se explicó en capítulos anteriores, este número de torres está calculado únicamente para refrigerar el vapor procedente del cuerpo de turbinas y suponiendo que todo funcione correctamente. Sin embargo, ha de tenerse en cuenta que en estas torres también se enfriarán otros circuitos de refrigeración auxiliares y en caso de emergencia las torres han de estar preparadas para absorber todo el fluido de la central. Por todo esto, el número real de torres que será necesario construir es aproximadamente el triple del que en principio sería necesario. En funcionamiento normal, varias de estas torres estarán paradas y se irán turnando con otras para que todas tengan una vida útil similar.

A continuación se muestran 3 tablas con los costes finales de cada una de las tecnologías, dependiendo del lugar. Ha de recordarse, que las estimaciones aquí realizadas son de clase 4, luego el error cometido será de un $\pm 30\%$.

AUSTRALIA			
	Húmedo	Híbrido	Seco
ISBL	\$ 5.271.000	\$ 16.500.000	\$ 7.010.430
OSBL	\$ 2.108.400	\$ 6.600.000	\$ 2.804.172
Suma	\$ 7.379.400	\$ 23.100.000	\$ 9.814.602
Contingencia	\$ 2.951.760	\$ 9.240.000	\$ 3.925.841
TOTAL	\$ 10.331.160	\$ 32.340.000	\$ 13.740.443

Tabla 7.5 Costes sistema de refrigeración en Australia



CHILE			
	Húmedo	Híbrido	Seco
ISBL	\$ 5.271.000	\$ 13.200.000	\$ 7.010.430
OSBL	\$ 2.108.400	\$ 5.280.000	\$ 2.804.172
Suma	\$ 7.379.400	\$ 18.480.000	\$ 9.814.602
Contingencia	\$ 2.951.760	\$ 7.392.000	\$ 3.925.841
TOTAL	\$ 10.331.160	\$ 25.872.000	\$ 13.740.443

Tabla 7.6 Costes sistema de refrigeración en Chile

SUDÁFRICA			
	Húmedo	Híbrido	Seco
ISBL	\$ 5.271.000	\$ 9.900.000	\$ 7.010.430
OSBL	\$ 2.108.400	\$ 3.960.000	\$ 2.804.172
Suma	\$ 7.379.400	\$ 13.860.000	\$ 9.814.602
Contingencia	\$ 2.951.760	\$ 5.544.000	\$ 3.925.841
TOTAL	\$ 10.331.160	\$ 19.404.000	\$ 13.740.443

Tabla 7.7 Costes sistema de refrigeración en Sudáfrica

Como primera conclusión, se observa que la refrigeración húmeda siempre es la tecnología que menos inversión inicial requiere, mientras que en el lado opuesto se encuentra la refrigeración con torres híbridas, que debido a su mayor complejidad al disponer de dos zonas distintas de refrigeración, es siempre la tecnología más cara.

El elevado coste de las torres híbridas, frente al resto de tecnologías, se debe principalmente al elevado número de torres, que en lugares como Australia podría llegar hasta las 15 torres, si se tienen en cuenta el número real de torres que sería necesario construir. Este número tan elevado viene de la condición de ser capaz de funcionar sólo con la zona seca en invierno, no obstante esta condición no tienen por qué ser de obligado cumplimiento en la realidad, lo que reduciría el número de torres y así la inversión requerida.

En cuanto a la refrigeración seca, como se ha explicado, se ha estimado como un 33% más cara que la húmeda, con lo que desde el punto de vista económico siempre sería peor inversión que emplear torres húmedas. No obstante, si en vez de emplear agua de mar usáramos agua de red, con un coste medio de $0,36\$/m^3$ o lo que es lo mismo $0,267€/m^3$, el ahorro que supondría la refrigeración seca en agua, podría merecer el esfuerzo de inversión inicial.

7.4 PRESUPUESTO DE LA CENTRAL

Para realizar una estimación aproximada del coste total de la central, se ha partido del presupuesto hecho por WorleyPearson para NREL en la central de Las Vegas, California.

Datos como el coste del sistema de almacenamiento, fluido térmico o el bloque de potencia se han dado por buenos, ya que ambas centrales son de 100MW con 6 h de almacenamiento.



No obstante, sobre estos datos se han realizado las modificaciones pertinentes para adaptar el presupuesto a la central estudiada. Entre estas modificaciones, se encuentra incluir el coste que supone el campo de heliostatos, ya que la central estudiada por WorleyPearson es una central de concentración cilindro-parabólica. Las consideraciones realizadas han sido las siguientes:

-Se ha supuesto que la relación entre los m^2 que ocupa el campo de heliostatos y la potencia eléctrica generada por la central es proporcional. Con lo que tomando como base la central PS20 situada en Sevilla, que requiere de 80 hectáreas para generar 20 MW, se considera que serán necesarias aproximadamente 400 hectáreas para generar 100MW. Nótese que lo que aquí se busca es dar una aproximación en orden de magnitud al presupuesto de la planta.

-Por otro lado, empresas como *Titan Tracker*, encargadas de fabricar heliostatos, fijan el precio de estos en 50 €/m², unos 67 \$/m². Con lo que multiplicando este precio por el área estimada anteriormente, se conocerá el coste estimado del campo de heliostatos.

-Además será necesario contabilizar el coste de la construcción de la torre receptora de la radiación. Este coste se ha estimado como un 15% del coste del campo de heliostatos basándose en presupuestos consultados de proyectos similares.

También se han contabilizado por separado el coste del bloque de potencia y del sistema de refrigeración. Esto se ha hecho así para comparar mejor dónde están las diferencias entre utilizar un sistema de refrigeración u otro.

Finalmente han de aclararse los siguientes conceptos del presupuesto:

- Costes EPCM: Estos costes engloban los costes de ingeniería (Engineering), los costes de adquisición de terrenos (Procurement) y dirección de obras (Construction Management)
- Costes de preparación del terreno: Como se observará estos costes son menores para la refrigeración seca ya que al ser una tecnología más sencilla no requiere de obras tales como canalizaciones de tuberías correspondientes al circuito de refrigeración.
- Costes de contingencia: Al igual que al presupuestar las torres de refrigeración, ha de considerarse un margen que englobe los posibles errores realizados durante la estimación del presupuesto. En este caso, dado que la mayoría de los datos han sido obtenidos de fuentes fiables, se considerará un coste de contingencia del 30% sobre el subtotal de costes.

A continuación se muestran los presupuestos para la central dependiendo de la zona y del sistema de refrigeración usado.



Presupuesto Central AUSTRALIA			
Descripción	Húmeda	Híbrida	Seca
Preparación del terreno	30.000.000,00	30.000.000,00	21.000.000,00
Torre	40.200.000,00	40.200.000,00	40.200.000,00
Campo Heliostatos	268.000.000,00	268.000.000,00	268.000.000,00
Fluido térmico e intercambiadores	87.000.000,00	87.000.000,00	87.000.000,00
Sistema de almacenamiento	187.100.000,00	187.100.000,00	187.100.000,00
Bloque te potencia	122.000.000,00	122.000.000,00	122.000.000,00
Sistema refrigeración	10.331.160,00	32.340.000,00	13.740.443,00
EPCM costes	29.000.000,00	29.000.000,00	29.000.000,00
Subtotal	773.631.160,00	795.640.000,00	768.040.443,00
Contingencia	232.089.348,00	238.692.000,00	230.412.132,90
Coste total Instalación	\$ 1.005.720.508,00	\$ 1.034.332.000,00	\$ 998.452.575,90

Tabla 7.8 Estimación coste de la central en Australia

Presupuesto Central CHILE			
Descripción	Húmeda	Híbrida	Seca
Preparación del terreno	30.000.000,00	30.000.000,00	21.000.000,00
Torre	40.200.000,00	40.200.000,00	40.200.000,00
Campo Heliostatos	268.000.000,00	268.000.000,00	268.000.000,00
Fluido térmico e intercambiadores	87.000.000,00	87.000.000,00	87.000.000,00
Sistema de almacenamiento	187.100.000,00	187.100.000,00	187.100.000,00
Bloque te potencia	122.000.000,00	122.000.000,00	122.000.000,00
Sistema refrigeración	10.331.160,00	25.872.000,00	13.740.443,00
EPCM costes	29.000.000,00	29.000.000,00	29.000.000,00
Subtotal	773.631.160,00	789.172.000,00	768.040.443,00
Contingencia	232.089.348,00	236.751.600,00	230.412.132,90
Coste total Instalación	\$ 1.005.720.508,00	\$ 1.025.923.600,00	\$ 998.452.575,90

Tabla 7.9 Estimación coste de la central en Chile

Presupuesto Central SUDÁFRICA			
Descripción	Húmeda	Híbrida	Seca
Preparación del terreno	30.000.000,00	30.000.000,00	21.000.000,00
Torre	40.200.000,00	40.200.000,00	40.200.000,00
Campo Heliostatos	268.000.000,00	268.000.000,00	268.000.000,00
Fluido térmico e intercambiadores	87.000.000,00	87.000.000,00	87.000.000,00
Sistema de almacenamiento	187.100.000,00	187.100.000,00	187.100.000,00
Bloque te potencia	122.000.000,00	122.000.000,00	122.000.000,00
Sistema refrigeración	10.331.160,00	19.404.000,00	13.740.443,00
EPCM costes	29.000.000,00	29.000.000,00	29.000.000,00
Subtotal	773.631.160,00	782.704.000,00	768.040.443,00
Contingencia	232.089.348,00	234.811.200,00	230.412.132,90
Coste total Instalación	\$ 1.005.720.508,00	\$ 1.017.515.200,00	\$ 998.452.575,90

Tabla 7.10 Estimación coste de la central en Sudáfrica

Ha de tenerse en cuenta que el presupuesto realizado se ha realizado en orden de magnitud basándose en presupuestos de instalaciones similares, con lo que ha de clasificarse como Clase 5 según la AACE y su error es del ± 30 -50%.



CAPÍTULO 8: CONCLUSIONES

Para finalizar el proyecto, se recogen en este último capítulo las recomendaciones finales que aconsejan el sistema de refrigeración más conveniente en cada zona. Además se hará una breve crítica a los resultados obtenidos y se determinará el coste aproximada de la realización del proyecto.

Por último se dejarán abiertas futuras líneas de investigación que amplíen y/o mejoren el proyecto realizado.

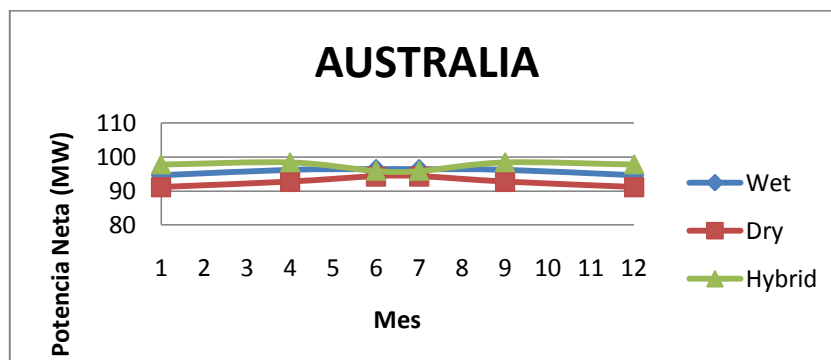
8.1 RECOMENDACIONES FINALES

En este apartado, apoyándonos en todos los resultados obtenidos durante el proyecto, se expondrán las recomendaciones finales que determinen qué sistema de refrigeración es el más conveniente en cada caso.

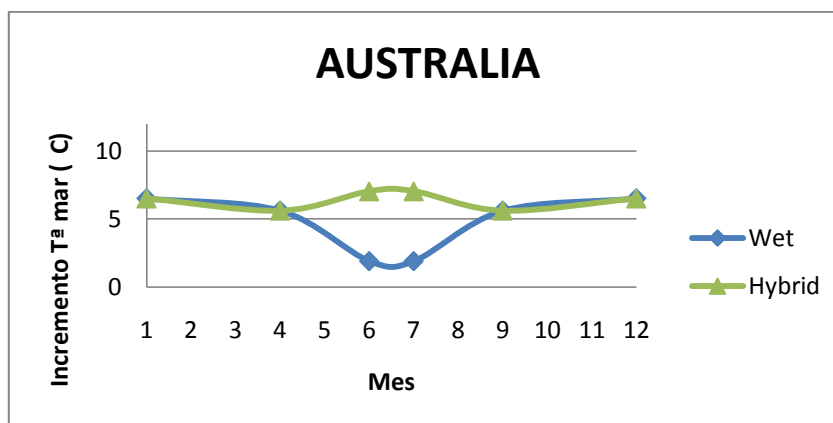
A modo de resumen y para justificar la decisión final, se adjuntan los resultados principales obtenidos para cada región. Estos datos serán la potencia neta que se extrae del ciclo, la inversión que requiere cada sistema y el impacto medioambiental, a través del incremento de la temperatura del agua de mar en el punto de vertido.

8.1.1 AUSTRALIA

De los tres casos estudiados, Australia es donde se tienen temperaturas más altas. Además, como se vio, es por lo general un clima seco, lo que ayuda a descender la temperatura de bulbo húmedo y con ello el límite hasta el que se puede enfriar el agua antes de devolverla al mar.



Gráfica 5.11 Potencia neta Australia



Gráfica 6.11 Incremento de la temperatura del agua de mar en Australia

COSTE DE CADA TECNOLOGÍA	
Húmeda	10.331.160 \$
Híbrida	32.340.000 \$
Seca	13.740.000 \$

Tabla 8.1 Tabla resumen coste sistema refrigeración Australia

A la vista de los resultados obtenidos, en Australia se recomendaría utilizar la refrigeración húmeda.

Los resultados que se obtienen para la potencia neta del ciclo, indican que la tecnología más favorable es la híbrida, sin embargo, esta tecnología está condicionada por el elevado coste que supone emplear 5 torres híbridas, que como ya se explicó, por motivos de seguridad podrían llegar a ser unas 15. Esto supone una inversión muy elevada, que no se rentabiliza a medio y corto plazo, puesto que la diferencia entre la potencia neta entregada empleando torres híbridas o emplear torres húmedas es de apenas 2MW en las condiciones más adversas del año, mientras que en los meses centrales la tecnología húmeda iguala e incluso supera a la híbrida.

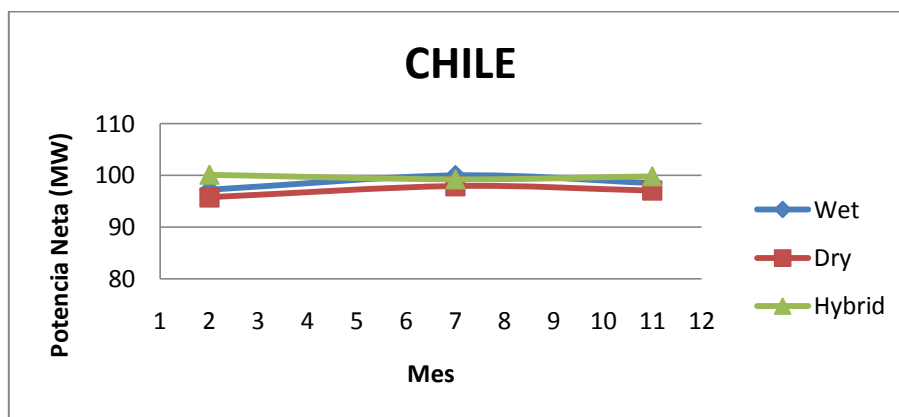
Por su parte la refrigeración seca, aparte de requerir una inversión mayor que la húmeda, los datos correspondientes a la potencia neta del ciclo son siempre los peores debido principalmente a la necesidad de aumentar la temperatura de condensación del ciclo para así poder condensar con el aire que se encuentra a temperaturas elevadas. Por todo ello, se descarta como solución.

Desde el punto de vista medioambiental, el hecho de no requerir agua, hace que la refrigeración seca fuera la más conveniente, sin embargo, el sistema de refrigeración húmedo cumple holgadamente los requerimientos exigidos por las normativa de vertidos de agua, no aumentando la temperatura en el punto de vertido mas de 6°C en las peores circunstancias.

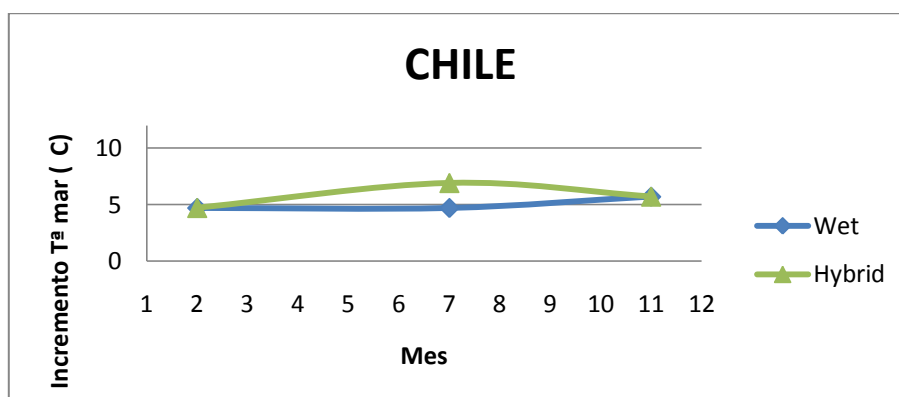
**8.1.2 CHILE**

El caso de Chile, se puede considerar el caso opuesto al que se tenía en Australia, ya que es de los casos estudiados el que presenta temperaturas ambiente más bajas y posee mayor humedad relativa. Además esas condiciones ambientales permanecen casi constantes a lo largo del año, con lo que es donde menos diferencia se encuentra entre operar en verano o en invierno.

Del mismo modo que se hizo en Australia, se van a presentar a modo de resumen los datos más representativos de todos los obtenidos en el proyecto, para luego tomar la decisión definitiva que determine el sistema de refrigeración más conveniente.



Gráfica 5.12 Potencia neta Chile



Gráfica 6.12 Incremento de la temperatura del agua de mar en Chile

COSTE DE CADA TECNOLOGÍA	
Húmeda	10.331.160 \$
Híbrida	25.872.000 \$
Seca	13.740.000 \$

Tabla 8.2 Tabla resumen coste sistema refrigeración Chile

Por todo esto, el sistema de refrigeración que se recomendaría utilizar en Chile es la refrigeración seca.



Como se ha venido comentado a lo largo del proyecto, los valores aportados por las tres tecnologías en Chile son muy similares. Por esta razón y a pesar de que la inversión requerida por la refrigeración seca es mayor que si usáramos torres húmedas, se recomienda utilizar aerocondensadores. La razón es que en este caso sí que se recuperará la mayor inversión inicial, ya que la refrigeración seca requiere menos mantenimiento, evita riesgos como la propagación de *Legionella* y tiene un impacto medioambiental casi nulo.

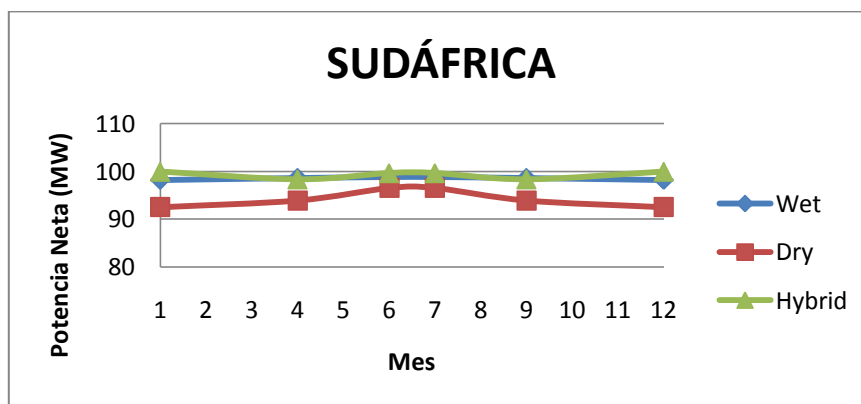
Además, el hecho de no tener que utilizar agua, permitiría fijar un emplazamiento que pudiera ser conveniente sin necesidad de buscar un lugar próximo a la costa. Además eliminaría toda la instalación auxiliar del sistema de refrigeración, desde el equipo de bombeo que hace circular el agua de mar, hasta el condensador, por lo que se simplifica el sistema y se reducirían las paradas debidas a mantenimiento y averías.

8.1.3 SUDÁFRICA

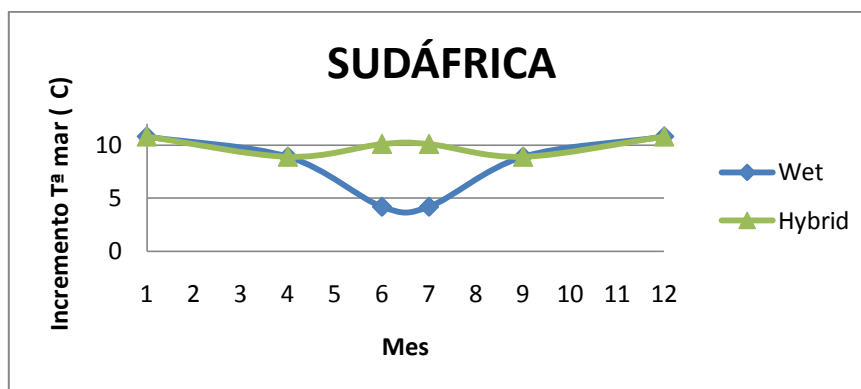
El caso de Sudáfrica, se presenta como un caso intermedio entre los dos anteriores, ya que las temperaturas que se alcanzan en verano, llegan a igualarse a las que encontramos en Australia, y sin embargo en invierno, las temperaturas descienden tanto que se acercan las que se encuentran en Chile.

Además, es el caso de estudio que tiene una humedad relativa más baja, especialmente en los meses cálidos del año. Esto favorece el funcionamiento de la refrigeración con agua ya que la temperatura de bulbo húmedo en estos meses desciende mucho y llega a distanciarse de la de bulbo seco en más de 10°C.

A continuación se resumen los datos obtenidos para Sudáfrica:



Gráfica 5.13 Potencia neta Sudáfrica



Gráfica 6.13 Incremento de la temperatura del agua de mar en Sudáfrica

COSTE DE CADA TECNOLOGÍA	
Húmeda	10.331.160 \$
Híbrida	19.404.000 \$
Seca	13.740.000 \$

Tabla 8.3 Tabla resumen coste sistema refrigeración Sudáfrica

Con estos resultados, en Sudáfrica se recomienda utilizar un sistema de refrigeración híbrido.

Como se ve en la gráfica de potencias netas, los valores que se obtienen usando torres húmedas o híbridas son prácticamente iguales, mientras que la refrigeración seca aporta los peores datos, especialmente en los meses calurosos del año, lo que la descarta de la elección.

La duda se presenta entre escoger torres húmedas o híbridas. Debido a las bajas temperaturas que se tiene en invierno, se facilita que la torre híbrida pueda trabajar solamente con la zona seca, con lo que tan sólo se requerirá una torre más de la que se necesitaría si se usase torres húmedas. Por esta razón, es en este caso donde menos inversión requiere la refrigeración híbrida, aunque, la inversión requerida sigue siendo casi el doble de la que requeriría si se optase por la húmeda.

El motivo por el que se considera que será rentable asumir la mayor inversión inicial que requieren las torres híbridas es que las torres híbridas disponen de una mayor flexibilidad en la operación. Esta mayor flexibilidad, hace que se pueda variar el % que se refrigera con la zona seca y con la zona húmeda, de modo que se pueda buscar el modo de funcionamiento que mejor se ajuste a las condiciones ambientales de cada momento.

Además, en Sudáfrica el precio al que se paga la electricidad sigue una tarifa de discriminación horaria, de modo que existen periodos punta donde interesa funcionar al 100% de la capacidad de la central, mientras que en los periodos valle donde el precio que se obtiene de vender la electricidad generada es menor, interesa reducir el funcionamiento de la central, de modo que la torre funcione sólo la zona seca.



8.2 DISCUSIÓN DE LOS RESULTADOS

Una vez cumplido el objetivo de determinar el sistema de refrigeración más conveniente en cada zona, ha de hacerse una crítica a los resultados obtenidos.

En primer lugar, ha de tenerse en cuenta que los resultados obtenidos en el proyecto corresponden a sistemas de refrigeración diseñados exclusivamente por el autor del mismo. De modo que las condiciones de operación de las torres y aerocondensadores se han obtenido a partir de ecuaciones y correlaciones teóricas procedentes de libros y apuntes de asignaturas como: *Sistemas térmicos, Transferencia de calor, Máquinas y centrales térmicas, Energías renovables o Máquinas e instalaciones hidráulicas*, vistas durante la carrera y relacionadas con torres de refrigeración y aerocondensadores. Estos resultados podrían no ser exactos ya que estas ecuaciones a menudo traen consigo simplificaciones e hipótesis que podrían no cumplirse en situaciones reales.

En segundo lugar, los datos representativos de las condiciones ambientales se han supuesto constantes e iguales a los valores medios de cada mes. Esta suposición, desde luego no es veraz y trae consigo una incertidumbre que se traslada a los resultados finales. Además, para simplificar el estudio, se estudiaron tan solo los meses más frío, caluroso y medio de cada año y se estimaron los valores para el resto de meses.

Por estas razones, en caso de que se precisara de un estudio similar al realizado para un proyecto con fines tangibles, habría que tener en cuenta si las hipótesis realizadas son asumibles. De no serlo, y a pesar de que la metodología a seguir sería similar a la seguida en el proyecto, sería necesario ponerse en contacto con empresas como SPX, Baltimor, etc encargadas de diseñar, fabricar y suministrar equipos de refrigeración. De esta manera se tendrían a disposición datos más firmes sobre el modo de funcionamiento de estos sistemas ya que estas empresas disponen de datos experimentales, los cuales tienen una mayor fiabilidad que los que se pueden obtener de ecuaciones y correlaciones teóricas. Del mismo modo, los resultados obtenidos de la simulación del ciclo de potencia con *Cyclepad*, podrían no ser exactamente iguales a los que se obtendrían si directamente se tuvieran datos reales del ciclo. Y finalmente, el proyecto debería ir acompañado de un estudio en profundidad de las condiciones climáticas de la zona concreta en la que se planifique la construcción de la central, para así conocer de forma exacta las condiciones en las que tendrán que operar los equipos de refrigeración cada día.

No obstante, se considera que el desarrollo y resultados obtenidos son acertados. Estos resultados se han contrastado con estudios similares como el realizado por WorleyParson para NREL, donde compara el funcionamiento de los distintos sistemas de refrigeración en distintas regiones de EEUU. Las conclusiones obtenidas son similares de manera que se en ambos casos se sugiere emplear sistemas de refrigeración seca en zonas frías con alta humedad, mientras que si es posible, se recomienda emplear torres húmedas en zonas secas donde las temperaturas sean elevadas durante todo el año.



Por último, hay que considerar que el proyecto se ha realizado asumiendo que la radiación solar en cada una de las zonas es constante durante todas las horas de funcionamiento. Esta hipótesis no es correcta, ya que como se vio en los capítulos introductorios, la radiación incidente sigue una distribución normal. Sin embargo, ha de recordarse que el objetivo del proyecto no era diseñar una central termosolar, sino estudiar el funcionamiento de los sistemas de refrigeración. Por este motivo, no se decidió entrar a estudiar en detalle la zona de generación y puesto que el estudio se ha hecho en tres de las zonas con mayor radiación solar incidente del mundo, asumir que por lo general se alcanzarán los casi 540°C que se han asumido fijos en la zona de generación, es una consideración razonable.

8.3 PRESUPUESTO DEL PROYECTO

La estimación del coste del proyecto se realiza teniendo en cuenta los costes mayoritarios tales como las horas de trabajo del autor, reflejadas como horas de ingeniero junior, así como las horas de consultoría requeridas con el tutor del proyecto y que vienen reflejadas como horas de ingeniero sénior. Los desplazamientos realizados desde el domicilio del autor hasta la universidad para acudir a dichas tutorías, también se han contabilizado a un precio estipulado de 0,2 €/km.

Además se ha contabilizado el coste de adquirir la licencia del software Mathcad y del quipo informático utilizado.

Por último, se han estimado otro tipo de costes, que engloban las facturas de agua, electricidad, ADSL, así como el mantenimiento del lugar de trabajo o el material de oficina usado, como un 10% de los costes anteriores.

Con todo esto, se tiene que el coste de realizar el proyecto ha sido:

PRESUPUESTO DEL PROYECTO				
CONCEPTO	UNIDAD	CANTIDAD	PRECIO/UNIDAD	TOTAL (€)
Horas de ingeniero junior	h	650	14	9100
Consultorías. Horas de ingeniero sénior	h	15	100	1500
Desplazamientos	km	180	0,2	36
Licencia Software (Mathcad)	€	1	1160	1160
Equipo informático	€	1	400	400
Otros gastos (luz, agua, ADSL...)	€	1	10% del total	1220
COSTE TOTAL				13.416 €

Tabla 8.4 Presupuesto del proyecto



8.4 LÍNEAS FUTURAS DE ESTUDIO

Tras la realización de este proyecto, quedan abiertas algunas vías de mejora y/o a ampliación del mismo.

Como se mencionó en el apartado 8.2, debido a la falta de tiempo y medios, sobre los resultados obtenidos existe un margen de error que podría reducirse si se dispusieran de datos experimentales de los equipos de refrigeración y de la central estudiada. Sin embargo, nuevamente se vuelven a defender los resultados obtenidos, y se consideran una base sólida sobre la que se podría seguir trabajando.

Parte de esas futuras líneas de investigación, recaen sobre el estudio de distintas alternativas de diseño a los sistemas de refrigeración aquí estudiados. Como ya se mencionó, se decidió analizar el funcionamiento de los diseños típicos de una torre húmeda, híbrida y de un sistema de refrigeración por aire. No obstante, en el capítulo 2 de la introducción se expusieron las distintas alternativas que para cada tipo de sistema existen. De este modo, podría ocurrir que un sistema de refrigeración húmedo con una torre de tiro inducido y flujo en contracorriente, como la estudiada en el proyecto, pudiera no ser la alternativa que mejor se adaptase a las condiciones de alguna de las zonas. Lo mismo podría ocurrir con los sistemas de refrigeración híbridos y secos.

Otra vía de investigación que queda abierta sería el estudio en profundidad de un circuito de refrigeración cerrado. En el proyecto, se considera que se toma agua de mar y esta tras ser enfriada se devuelve al mar, sin embargo, en zonas que no estén próximas a la costa y que tengan la opción de disponer de una fuente que suministre esta agua, habría que contabilizar en los costes de refrigeración el coste del m³ de agua para estudiar la alternativa más conveniente.

Por último, el proyecto se podría extender a otras zonas de las mencionadas en el capítulo 1 como China u Oriente Medio. El proceso a seguir sería el mismo al seguido para las zonas estudiadas, y permitiría ampliar y reforzar los resultados obtenidos.



BIBLIOGRAFÍA

- Abenoga Solar. *Energía para un mundo sostenible*. <http://www.abengoasolar.com/web/es/index.html>
- Baltimore Aircoil Company Knowledge Center.
www.baltimoreaircoil.com/english/knowledge-center/resource-library
- Big solar farm for pt. headland.(2013). , www.energybusinessnews.com.
- C.S. Turchi, M.J. Wagner, and C.F. Kutscher. (2010). Water use in parabolic trough power plants: Summary results from WorleyParsons'analyses.
- Capital cost estimating. *Chemical engeneering desing* (Segunda ed.,)
- CIEMAT. *Sistemas de almacenamiento térmico*.<http://www.psa.es/webesp/instalaciones/almacenamiento.php>
- DENA, Agencia Alemana de Energía. *Renewables-made in germany*.www.export-erneuerbare.de
- Detlev G, K. (2004). In Kirk Bjornsgaard, Sue Rhodes Dodd (Eds.), *Air-cooled exchangers and cooling towers. vol I y II*. EEUU: Penn Well.
- Dincer, I., & A. Rosen, M. (2013). Chapter 12: Exergy analysis of steam power plants. *Exergy* (Second ed., pp. 261) Elsevier.
- Dufour, J. (26 de abril de 2011). *Centrales termosolares híbridas de ciclo combinado*.<http://www.madrimasd.org/blogs/energiasalternativas/2011/04/26/131177>
- el tiempo24. (2014). *Datos climáticos de españa y el mundo*.<http://www.eltiempo24.es/>
- Energía y Sociedad. *Insostenibilidad del sistema energético actual y vías de solución*.http://www.energiaysociedad.es/documentos/1_8_isostenibilidad_del_sistema_energetico_y_vias_de_solucion.html
- EWK. *Equipos de enfirmaineto evaporativo. torres de refrigeración: Fundamentos, tipos y normativa*.<http://www.torresderefrigeracion.org/>
- García Hernando, N. (2012). Capítulo 7: Psicrometría. *Apuntes de transferencia de calor* ()



- GEA Group. (2014). <http://www.gea.com/en/index.html>
- González Fernández, R. (22 de enero de 2012). *DESERTEC, una gigantesca red de energías limpias*. <http://www.eoi.es/blogs/robertogonzalez/2012/01/23/el-sueno-de-una-red-de-energias-limpias-desertec/>
- González, B. (2013, 7 Marzo). CSP today LATAM. Message posted to <http://www.futurorenovable.cl/2013/03/csp-today-latam-reune-en-antofagasta-a-las-empresas-mineras-para-hablar-de-csp/>
- Hidromac. *Catálogo general hidromac.*, 2014, from <http://inducomec.com/Productos/Hidromac/hidromac.htm>
- Iberdrola. (2012). <http://www.iberdrola.es/reputacion-sostenibilidad/medio-ambiente/estrategia-enfoque-gestion-indicadores-gri/principales-indicadores-ambientales/agua/#menu>
- Delaración Ambiental C.C. Escombreras, (2014).
- Incropera, F., & De Witt, D. (1999). *Fundamentos de transferencia de calor*. México: Prentice Hall.
- Inspiration. *Contaminación térmica*. <https://www.inspiration.org/cambio-climatico/contaminacion/tipos-de-contaminacion/contaminacion-termica>
- Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía (IDAE). (2007). *Energía solar en España 2007. estado actual y perspectivas*.
- Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía (IDAE). (2007). *Guía técnica de torres de refrigeración*.
- Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía (IDAE). (2011). *Evaluación del potencial de la energía solar termoeléctrica*.
- Millán Izquierdo, M. (2013). Capítulo 10: Centrales termosolares. *Apuntes de energías renovables* (2013) Universidad Carlos III de Madrid.
- Millán Izquierdo, M. (2013). Capítulo 8: Tecnología de colectores para la generación de calor. *Apuntes de energías renovables* (2013) Universidad Carlos III de Madrid.
- Millán Izquierdo, M. (2013). Capítulo 9: Conversión fotovoltaica para la generación de calor y frío. *Apuntes de energías renovables* (2013) Universidad Carlos III de Madrid.



- Ministerio Agricultura, alimentación y Medio ambiente. (2014). *Normativas calidad y evaluación ambiental*. <http://www.magrama.gob.es/es/calidad-y-evaluacion-ambiental/temas/atmosfera-y-calidad-del-aire/calidad-del-aire/normativa/>
- Ministerio de Sanidad. Capítulo 4: Torres de refrigeración y condensadores evaporativos. *Guía Técnica Para La Prevención y Control De La Legionelosis En Instalaciones*,
- Mostafa H. Sharqawy, John H. Lienhard V and Syed M. Zubair. (2010). *Thermophysical properties of seawater: A review of existing correlations and data*
- Qualitative Reasoning Group. *Cyclepad*
- Red Eléctrica Española (REE). (2013). Informe anual 2013 [Abstract]. *Informe De Responsabilidad Corporativa 2013*,
- REPSOL. (22 de febrero de 2012). *Matriz energética mundial*. http://www.repsol.com/es_es/corporacion/conocer-repsol/contexto-energetico/matriz-energetica-mundial/
- Ruza R, J., & Bordas M, M. Á. (2007). *Manual para la gestión de vertidos*. Ministerio de Medio ambiente:
- Santana Santana, D. Capítulo 5.1: FWH. *Apuntes de sistemas térmicos* (2013) Universidad Carlos III de Madrid.
- Santana Santana, D. (2013). Capítulo 3: Torres húmedas. *Apuntes de sistemas térmicos* (2013) Universidad Carlos III de Madrid.
- Santana Santana, D. (2013). Capítulo 5.2: Refrigerados por aire. *Apuntes de sistemas térmicos* (2013) Universidad Carlos III de Madrid.
- Santana Santana, D. (2013). Capítulo 5.3: Evaporativos e híbrido. *Apuntes de sistemas térmicos* (2013) Universidad Carlos III de Madrid.
- SPX Literature. <http://www.spx.com/en/literature/>
- Torresol Energy. *Reinventing solar power*. <http://www.torresolenergy.com/TORRESOL/inicio/es>
- World Sea Temperature. (2014). <http://www.seatemperature.org/>





ANEXOS

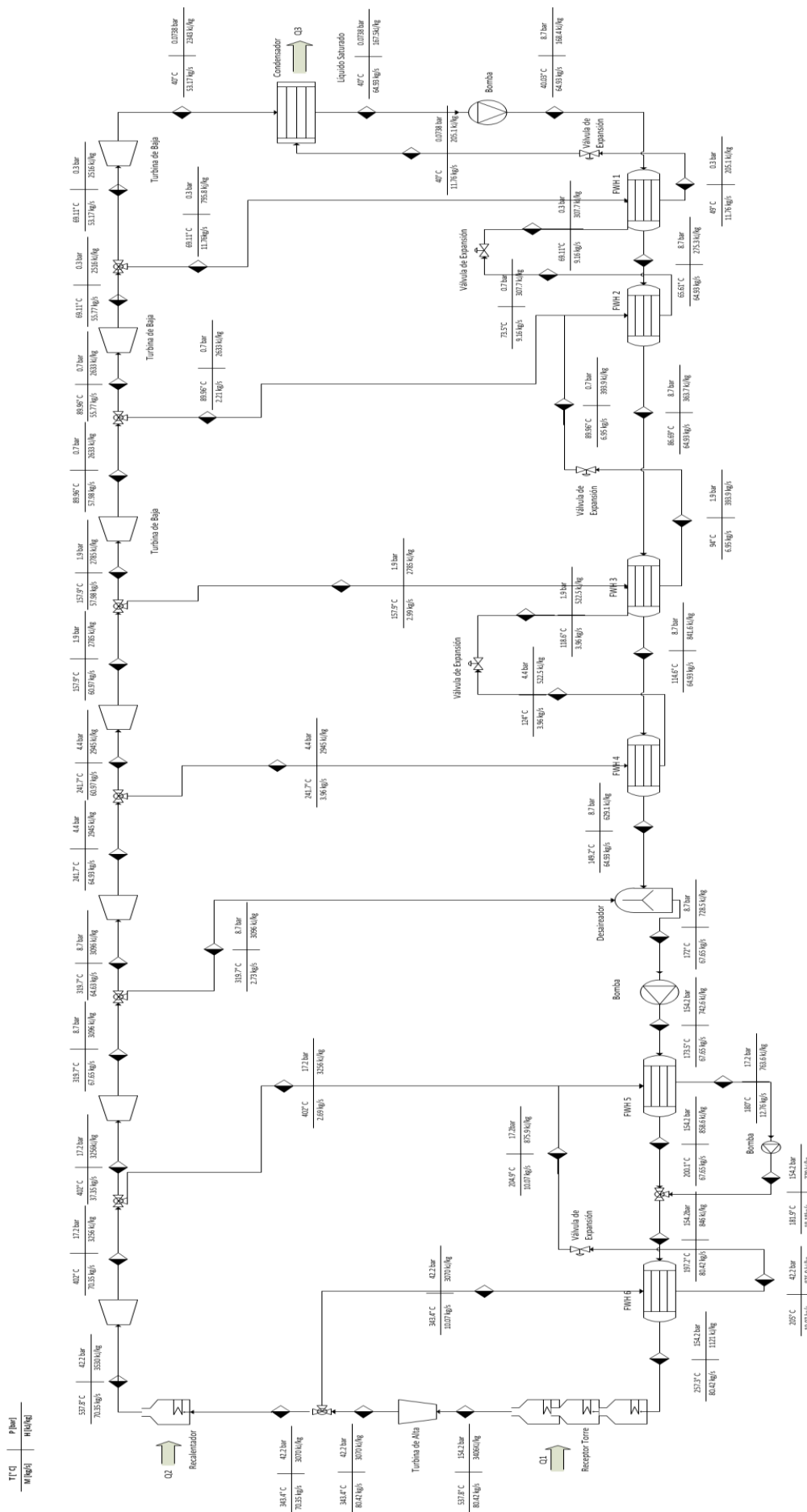
En los anexos siguientes, se detallan las hojas de especificaciones del ciclo y los equipos de refrigeración usados en el proyecto para las condiciones nominales, es decir, en Australia en el mes con condiciones ambientales medias.

ANEXO I: ESPECIFICACIONES Y ESQUEMA DEL CICLO

DATOS GENERALES DEL CICLO	
POTENCIA NETA DEL CICLO DE POTENCIA	100 MW
RENDIMIENTO DEL CICLO	46.8%
FLUIDO DE TRABAJO	Agua
TEMPERATURA DE ENTRADA A LA TURBINA DE ALTA	537.8 °C
PRESIÓN DE ENTRADA A LA TURBINA DE ALTA	154.2 bar
NÚMERO DE RECALENTAMIENTOS	1
TEMPERATURA RECALENTAMIENTO	537.8 °C
PRESIÓN RECALENTAMIENTO	42.2 bar
NÚMERO DE EXTRACCIONES	7
PRESIÓN EXTRACCIÓN DESAIREADOR	8.7 bar
PRESIÓN EXTRACCIÓN FWH 1	0.3 bar
PRESIÓN EXTRACCIÓN FWH 2	0.7 bar
PRESIÓN EXTRACCIÓN FWH 3	1.9 bar
PRESIÓN EXTRACCIÓN FWH 4	4.4 bar
PRESIÓN EXTRACCIÓN FWH 5	17.2 bar
PRESIÓN EXTRACCIÓN FWH 6	42.2 bar
TURBINAS	$\eta_{isentro}=88.49\%$
	Adiabáticas
BOMBAS	Isentrópicas
	Adiabáticas
SALIDA DE LA VÁLVULAS ISOENTÁLPICAS	Isoparamétricas
GASTO AGUA TOTAL	80.42kg/s
GASTO 1ª EXTRACCIÓN	12.52%
GASTO 2ª EXTRACCIÓN	3.83%
GASTO 3ª EXTRACCIÓN	4.03%
GASTO 4ª EXTRACCIÓN	6.1%
GASTO 5ª EXTRACCIÓN	4.9%
GASTO 6ª EXTRACCIÓN	3.81%
GASTO 7ª EXTRACCIÓN	4.66%
CONDENSADOR	
TEMPERATURA CONDENSACIÓN	40 °C
PRESIÓN CONDENSACIÓN	0.0738 bar
GASTO FLUIDO CONDENSADOR	64.93 kg/s
POTENCIA TÉRMICA CONDENSADOR	116.139 MW



Proyecto Fin de Grado
Análisis de refrigeración húmeda, seca o híbrida en centrales termosolares de torre.





ANEXO II: ESPECIFICACIONES TORRE HÚMEDA

ESPECIFICACIONES TORRE HÚMEDA DE REFRIGERACIÓN		
TIPO TORRE		INDUCIDA EN CONTRACORRIENTE
NÚMERO DE CELDAS		2
POTENCIA TOTAL SUMINISTRADA [MW]		116,139
EFICIENCIA		0.741
PARÁMETROS FÍSICOS Y GEOMÉTRICOS		
SECCIÓN		CUADRADA
ÁREA SECCIÓN [m ²]		334,451
LONGITUD LADO [m]		18,3
LONGITUD EMPAQUETAMIENTO [m]		3
FUNCIÓN EMPAQUETAMIENTO [1/m]		$0.55 \cdot (G_W/G_A)^{0.65}$
CONSTANTES PÉRDIDAS CARGA (K)	PERSINAS Y SOPORTES	0.5
	ELIMINADOR GOTAS	3
	VENTILADOR	0.5
	EMPAQUETAMIENTO [1/m]	$2.55 \cdot (G_W/G_A) + 11.5$
CARACTERÍSTICAS VENTILADOR		
DIÁMETRO [m]		12,2
RENDIMIENTO VENTILADOR [%]		62,6
$\Delta p_{F/dif}$ [Pa]		$300 + 40 \cdot 10^{-3} - 100 \cdot 10^{-6} \cdot V_r^2 - 150 \cdot 10^{-9} \cdot V_r^3$
		672,5
$P_{F/dif}$ [W]		$203300 - 60 \cdot V_r + 460 \cdot 10^{-3} \cdot V_r^2 - 400 \cdot 10^{-6} \cdot V_r^3$
		$1815 \cdot 10^3$
		REFERENCIA OPERACIÓN
DENSIDAD [kg/m ³]		1.2 1.151
VELOCIDAD [rpm]		120 156
CAUDAL [m ³ /s]		615,26 1691
CONDICIONES DE OPERACIÓN		
		1 CELDA TOTAL
RELACIÓN AGUA/AIRE		0.5
GASTO MÁSSICO AGUA [kg/s]		950 1900
GASTO MÁSSICO AIRE [kg/s]		1900 3800
TEMPERATURA ENTRADA AGUA [°C]		39
TEMPERATURA SALIDA AGUA [°C]		29,5
TEMPERATURA AMBIENTE [°C]		32,2
PRESIÓN EXTERIOR [Pa]		$101 \cdot 10^3$
TEMPERATURA BULBO HÚMEDO [°C]		24,5
TEMPERATURA SALIDA AIRE [°C]		28,3
HUMEDAD RELATIVA SALIDA [%]		100
RANGO [°C]		9,5
APROXIMACIÓN [°C]		5
PÉRDIDAS EVAPORACIÓN [%]		1.652



ANEXO III: ESPECIFICACIONES TORRE HÍBRIDA

ESPECIFICACIONES TORRE HÍBRIDA DE REFRIGERACIÓN		
TIPO TORRE		INDUCIDA EN CONTRACORRIENTE
NÚMERO DE CELDAS		5
POTENCIA TOTAL SUMINISTRADA [MW]		116,139
EFICIENCIA		0.78
PARÁMETROS FÍSICOS Y GEOMÉTRICOS		
SECCIÓN		CUADRADA
ÁREA SECCIÓN TRANSVERSAL [m ²]		251,21
ÁREA 1 INTERCAMBIADOR[m ²]		53,51
Nº INTERCAMBIADORES		4
LONGITUD LADO [m]		15,85
LONGITUD EMPAQUETAMIENTO [m]		2
FUNCIÓN EMPAQUETAMIENTO [1/m]		$0,35 \cdot G_w^{-0,1} \cdot G_a^{0,6}$
CONSTANTES PÉRDIDAS CARGA (K)	PERSINAS Y SOPORTES	0.5
	EMPAQUETAMIENTO [1/m]	$2,55 \cdot (G_w/G_a) + 11,5$
	INTERCAMBIADOR	$200 \cdot R_y^{-0,2}$
CARACTERÍSTICAS VENTILADOR		
DIÁMETRO [m]		12,2
RENDIMINETO VENTILADOR [%]		56
$\Delta p_{F/dif}$ [Pa]		$300 + 40 \cdot 10^{-3} - 100 \cdot 10^{-6} \cdot V_r^2 - 150 \cdot 10^{-9} \cdot V_r^3$
		113,505
$P_{F/dif}$ [W]		$203300 - 60 \cdot V_r + 460 \cdot 10^{-3} \cdot V_r^2 - 400 \cdot 10^{-6} \cdot V_r^3$
		$28,26 \cdot 10^3$
		REFERENCIA OPERACIÓN
DENSIDAD [kg/m ³]		1.2 1.12
VELOCIDAD [rpm]		120 87
CAUDAL [m ³ /s]		910,23 1395
CONDICIONES DE OPERACIÓN		
		1 CELDA TOTAL
GASTO MÁSCO AGUA [kg/s]		950 1900
GASTO MÁSCO AIRE TOTAL [kg/s]		1250 6250
Tª ENTRADA AGUA (Zona seca) [°C]		39
Tª ENTRADA AGUA (Zona húmeda) [°C]		36
TEMPERATURA SALIDA AGUA [°C]		29,5
TEMPERATURA AMBIENTE [°C]		32,2
PRESIÓN EXTERIOR [Pa]		$101 \cdot 10^3$
TEMPERATURA BULBO HÚMEDO [°C]		24,5
TEMPERATURA SALIDA AIRE [°C]		38
HUMEDAD RELATIVA SALIDA [%]		100
RANGO HÚMEDA[°C]		6,5
APROXIMACIÓN [°C]		5



ANEXO IV: ESPECIFICACIONES AEROCONDENSADOR

ESPECIFICACIONES AEROCONDENSADOR		
NÚMERO DE CELDAS		18
POTENCIA TOTAL SUMINISTRADA [MW]		120
EFICIENCIA 1 HILERA		0,411
EFICIENCIA 2 HILERA		0,553
PARÁMETROS FÍSICOS Y GEOMÉTRICOS		
ÁREA FRONTAL TUBOS [m ²]		27,55
ÁREA TUBO POR UNIDAD DE LONG [m]		0,21
LONGITUD TUBOS [m]		9,5
NÚMERO DE TUBOS		57
NÚMERO DE HAZES DE TUBOS		8
CONSTANTES PÉRDIDAS CARGA (K)	PERSINAS Y SOPORTES	0.687
	ENTRADA INTERCAMBIADOR	1,5
	INTERCAMBIADOR	22,183
	SALIDA INTERCAMBIADOR	12,35
CARACTERÍSTICAS VENTILADOR		
DIÁMETRO [m]		9,17
RENDIMIENTO VENTILADOR [%]		40,7
$\Delta p_{F/dif}$ [Pa]		$320-0,3 V_r+635,1 \cdot 10^{-6} \cdot V_r^2-814 \cdot 10^{-9} \cdot V_r^3$
		183,7
$P_{F/dif}$ [W]		$186645-59,41+476 \cdot 10^{-3} \cdot V_r^2-508 \cdot 10^{-6} \cdot V_r^3$
		$23,5 \cdot 10^3$
		REFERENCIA OPERACIÓN
DENSIDAD [kg/m ³]		1.2 1.153
VELOCIDAD [rpm]		125 182
CAUDAL [m ³ /s]		704 520
CONDICIONES DE OPERACIÓN		
		1 CELDA TOTAL
GASTO MÁSSICO AIRE [kg/s]		600 10800
TEMPERATURA CONDENSACIÓN [°C]		50
TEMPERATURA ENTRADA AIRE [°C]		32,2
TEMPERATURA SALIDA 1 HILERA [°C]		39,52
TEMPERATURA SALIDA 2 HILERA [°C]		43,2
POTENCIA 1 HILERA [MW/CELDA]		4.42
POTENCIA 2 HILERA [MW/CELDA]		2,22
PRESIÓN EXTERIOR [Pa]		$101 \cdot 10^3$